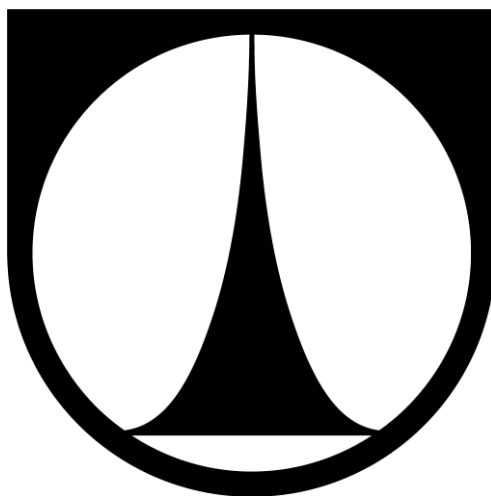


TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI



FAKULTA STROJNÍ

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

KATEDRA TEXTILNÍCH A JEDNOÚČELOVÝCH STROJŮ

Studijní program: B2341 – Strojírenství

Studijní obor: 2302R022 – Stroje a zařízení

Návrh vhodného uložení rotoru určeného pro odstřed'ování laboratorních vzorků

Design of mounting of a laboratory centrifuge for blood sample separation.

KTS – B063

Autor:	Tomáš Váňa
Vedoucí práce:	Ing. Martin Konečný, Ph.D.
Konzultant:	doc. Ing. Martin Bílek, Ph.D.
Akademický rok:	2012/2013

Rozsah práce:

Počet stran:	39
Počet obrázků:	15
Počet tabulek:	5
Počet příloh:	2



Prohlášení

Byl jsem seznámen s tím, že na mou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 - školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé bakalářské práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li bakalářskou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Bakalářskou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím bakalářské práce a konzultantem.

Datum: 24. 5. 2013

Podpis:

Tomáš Váňa



Declaration

I have been notified of the fact that Copyright Act No. 121/2000 Coll. applies to my thesis in full, in particular Section 60, School Work.

I am fully aware that the Technical University of Liberec is not interfering in my copyright by using my thesis for the internal purposes of TUL.

If I use my thesis or grant a licence for its use, I am aware of the fact that I must inform TUL of this fact; in this case TUL has the right to seek that I pay the expenses invested in the creation of my thesis to the full amount.

I compiled the thesis on my own with the use of the acknowledged sources and on the basis of consultation with the head of thesis and consultant.

Date: 24. 5. 2013

Signature:

.....

Tomáš Váňa



Poděkování

Rád bych poděkoval panu Ing. Martinovi Konečnému, Ph.D. a panu doc. Ing. Martinovi Bílkovi, Ph.D. za jejich cenné rady a pomoc při tvorbě bakalářské práce.



Anotace

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem uložení laboratorní centrifugy pro odstředování krevních vzorků.

Cílem je navrhnout vhodné uložení pro tlumení dynamických sil, které vznikají při vysokých provozních otáčkách. Dále toto uložení optimalizovat pomocí simulací v CAD systému Creo

V první části práce jsou popsány způsoby uložení, tlumení dynamických sil a jejich účinků.

V části druhé je navrženo řešení s následnými analýzami až po výsledné vyhodnocení.

Klíčová slova

centrifuga, odstředivka, uložení rotoru, návrh uložení, dynamické síly



Anotation

This bachelor thesis deals with the design of mounting of a laboratory centrifuge for blood sample separation.

The aim of this work is to design a mounting capable of damping dynamic forces induced by high rotational operating speed. The next objective is to optimize the proposed mounting using simulations in Creo CAD systém.

The first part of the thesis describes the types of mounting, the damping of dynamic forces and their effects.

The second part proposes a solution to the problem followed by analysis and offers the final evaluation of the work.

Keywords

centrifuges, laboratory centrifuge, rotor bearing, design of mounting, dynamic forces



Seznam použitých symbolů

Symbol	Popis	Jednotky
Ω	Vlastní frekvence	Hz
ω	Budící frekvence	Hz
z	Posuv	mm
\dot{z}	Rychlost pohybu	m/s
\ddot{z}	2. Derivace z	m/s ²
c	Torzní tuhost	N/mm
n	Otáčky	ot/min.
k	Tuhost	N/mm
m	Hmotnost	kg
$F_{(t)}$	Budící síla	N
b	Tlumící koeficient	Ns/mm
J	Moment setrvačnosti	kg m ²
φ	Úhel pootočení	rad
a	Zrychlení	m/s
n_k	Kritické otáčky	ot/min.
M	Moment	Nm
D, d	Průměr	mm



Obsah

Úvod	11
1. Dynamické vlastnosti rotorů.....	12
1.1 Buzení dynamické soustavy	13
2. Výpočtové modely	14
2.1 Systém s jedním stupněm volnosti	14
2.2 Systém se třemi stupni volnosti	15
2.3 Vícehmotové dynamické systémy	15
3. Minimalizace účinků dynamických sil	16
3.1 Vyvažování.....	16
3.2 Dynamický absorbér	18
3.3 Tlumič kmitů.....	18
3.3.1 Třecí tlumič	19
3.3.2 Deformační tlumič.....	19
4. Centrifuga	20
4.1 Rotor	21
5. Původní návrh uložení rotoru	22
6. Tvorba výpočtového modelu.....	24
6.1 Vyhodnocení výpočtu	28
7. První návrh uložení.....	33
8. Druhý návrh uložení	35
8.1 Modální analýza soustavy	37
8.2 Vlastní tvary kmitů	38
9. Závěr	39
Seznam použitých zdrojů.....	40
 Příloha 1: Velikosti amplitud pro jednotlivé tuhosti uložení	
Příloha 2: Výkresová dokumentace	

Úvod

Úloha uložení rotoru bývá problematická, zejména u rychloběžných strojů, jako je odstředivka. Její funkce je oddělení látek o různé hustotě z jednoho celku, pomocí odstředivé síly. Tato síla vzniká otáčivým (rotačním) pohybem rotoru, v němž jsou vzorky umístěny, při vysokých otáčkách. Odstředivky mohou dosahovat až 80 000 otáček za minutu.[1] Proto působící síly nabývají značných hodnot a rotor je silně namáhán. Z tohoto hlediska musí být správně navržen a vyvážen pro minimalizaci vibrací.

Vysokými otáčkami, se rotor může přiblížit ke svým ohybovým kritickým otáčkám, které jsou dány jeho materiálem, způsobem uložení, ale také pracovními podmínkami. Proto při rostoucí rychloběžnosti moderních rotačních strojů stále větší význam získává znalost dynamických vlastností, které rozhodují o stabilitě rotorů. Dynamické charakteristiky je nutno znát již ve fázi návrhu stroje, protože pozdější úpravy rotoru mohou být velmi nákladné a nemusí být účinné.

Při návrhu vhodného uložení rotoru je nutno zvážit celou řadu faktorů, od zatížení ložisek a rychloběžnosti stroje až po počet vyráběných kusů. Rotory masově vyráběných produktů jsou vesměs uloženy ve valivých ložiskách. Problémy mohou nastat u strojů s velmi vysokou rychloběžností.

Použití valivých ložisek je vyloučeno pouze v případech, kdy by s ohledem na vysokou rychloběžnost nebylo možno dosáhnout potřebné trvanlivosti, nebo s ohledem na omezení hladiny hluku. V takových případech je použití valivých ložisek silně problematické a jedinou možností bývá použití kluzných nebo magnetických ložisek. S ohledem na výrazně vyšší cenu a omezený rozsah pracovních teplot je použití magnetických ložisek dosud méně časté. [5]

Nerovnováha rotoru způsobuje vibrace při chodu zařízení a tím i větší zatížení ložisek.

Cílem této bakalářské práce je navrhnout optimální uložení rotoru pro stolní, laboratorní odstředivku, aby za jejího chodu nedocházelo k velkým amplitudám vychýlení, které by mohly negativně ovlivnit analýzu vzorků či bezpečnost provozu.

1. Dynamické vlastnosti rotorů

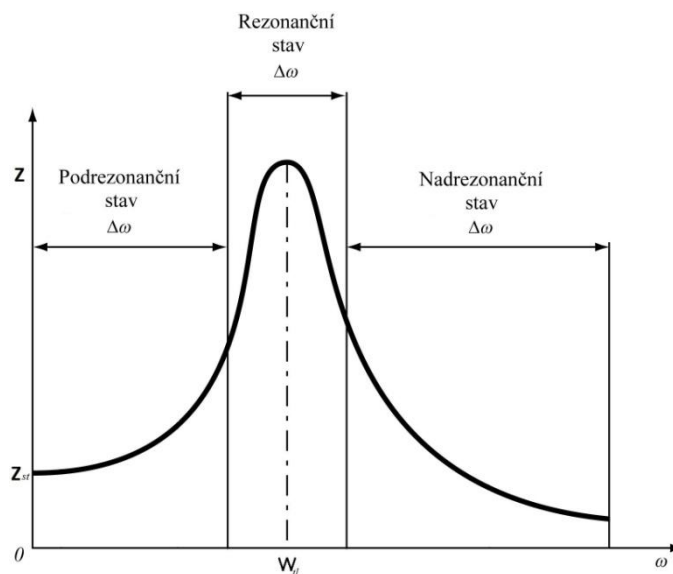
Při běhu stroje dosahujeme tzv. kritických otáček, které nám představují okamžitý stav vyváženosti rotorů. Průběh amplitudy vibrací v závislosti na měnících se otáčkách (rozběh, doběh) vykazuje místa s výrazně vyššími amplitudami vibrací. Této závislosti se obecně říká rezonanční křivky a je snaha se těmito oblastem vyhýbat.

V každé dynamické soustavě uložené v ložiskách v rámu stroje, po působení sil nebo momentů, dochází ke vzniku kmitání, které je nežádoucí. Je způsobeno vlastní hmotností soustavy, tuhostí členů, momentem setrvačnosti. Z tohoto důvodu je třeba budící účinky těchto sil tlumením omezit na minimum a zajistit podmínky provozu stroje, při kterých nebude v rezonanční oblasti.

Všechny dynamické soustavy vykazují jednu nebo více vlastních frekvencí Ω . Každé přísluší frekvence kmitavého pohybu při volném kmitání, což představuje vychýlení z rovnovážné polohy bez působení vnějších sil. Resonance nastává v případě rovnosti budící frekvence ω (1) a vlastní frekvence Ω (2) některého členu soustavy. V takových případech kmitání nabývá velmi vysokých hodnot a nelze připustit provoz za těchto podmínek. Další možností je, že je vlastní frekvence nižší, než budící frekvence, tato oblast se nazývá nadrezonanční. Nebo je budící frekvence nižší, než vlastní frekvence a to se nazývá podrezonanční oblast. V těchto dvou případech dochází při rozběhu nebo doběhu stroje k prostupu přes rezonanční oblast. Při použití dostatečně silného motoru a brzdy stroje, se však resonance nestačí plně projevit. [6]

$$\omega = \frac{\pi n}{30} \quad (1)$$

$$\Omega = \frac{\sqrt{k}}{\sqrt{m}} \quad (2)$$



Obr. 1: oblasti rezonance

1.1. Buzení dynamické soustavy

Buzení označuje příčinu, proč v dynamické soustavě dochází ke vzniku kmitání, lze jej popsat pohybovou rovnicí. Buzení se v pohybové rovnici projeví nenulovou pravou stranou, kde právě $F(t)$ je budící síla.(3)

$$m\ddot{x} + b\dot{x} + kx = F(t) \quad (3)$$

Dělí se podle svého vzniku na silové či kinematické. V prvním případě vzniká buzení kvůli působení vnější síly. V případě druhém se jedná o buzení od základu, tedy od rámu, který se pohybuje.

Další možností dělení kmitů je na periodické buzení a neperiodické buzení.

Periodické buzení – Jedná se o kmity, které se opakují po určitém časovém intervalu, tzn., že se při tomto pohybu systém po určitém čase vrátí do původního stavu. Periodické buzení se ve výpočtu objevují ve formě Fourierovy řady harmonických buzení se stejnou základní frekvencí.

Neperiodické buzení – Vznikají často při přechodových stavech. Jedná se o spuštění nebo brzdění stroje. Obecně o případy, kdy se mění silové působení v čase.[2]

2. Výpočtové modely

Chování dynamických systému se v dynamice strojů popisuje pomocí výpočtových modelů. V nejjednodušším případě se jedná o tuhé těleso, které je se základem nebo rámem spojeno prostřednictvím pružiny, eventuálně tlumiče.

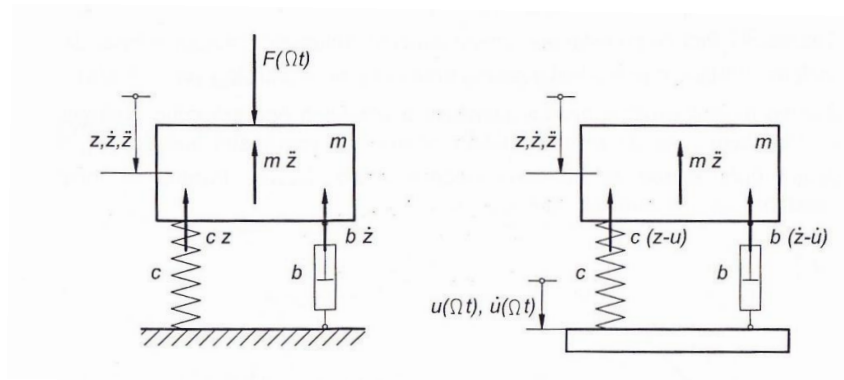
V obecném případě má tento systém v prostoru šest stupňů volnosti. Velmi často je však tento počet s ohledem na provozní podmínky ve výpočtovém modelu redukován.

Dynamický systém s jedním stupněm volnosti umožňuje relativně snadno vysvětlit souvislosti mezi buzením, dynamickými parametry a kinematickými veličinami pohybu.[2]

2.1. Systém s jedním stupněm volnosti

Kmitající dynamický systém představuje objekt s jedním stupněm volnosti, který je k rámu připojen prostřednictvím pružin a eventuálně i tlumičů a vykonává posuvný nebo rotační pohyb. Jeho poloha je pomocí jedné souřadnice přesně popsána.

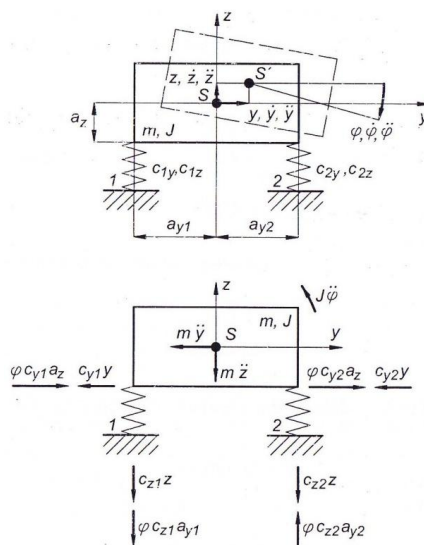
Tento systém může být buzen silou F nebo pohybem u rámu či základu. Možný je i výskyt obou současně. (Obr. 2) [2]



Obr. 2: Kmitající soustava s posuvným pohybem a jedním stupněm volnosti:
silové buzení (vlevo), kinematické buzení (vpravo) [2]

2.2. Systém se třemi stupni volnosti

Dynamický systém se třemi stupni volnosti představuje těleso s rovinou souměrností, ve které leží těžiště S a ve které současně působí silové buzení. Pružina eventuálně tlumiče jsou k této rovině symetricky umístěny. Za této podmínky je kmitavý pohyb rovinný. Jedná se o posuv ve dvou souřadných osách a o jednu rotaci kolem osy kolmé na rovinu souměrnosti. (Obr. 3) [2]

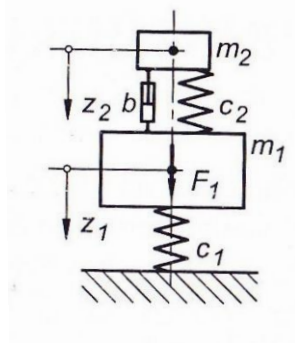


Obr. 3: Model jednohmotového systému se třemi stupni volnosti. [2]

2.3. Vícehmotové dynamické systémy

V praxi existuje mnoho systému, které se skládají z více kmitajících těles. Vykonávají většinou pohyby stejného charakteru v jednom směru, nebo kolem jedné osy rotace. Buzení je často pouze na jednom tělese.

Při uvažování posuvného pohybu ve směru přímky, může v jednoduchém případě dynamický systém vypadat jako dvě tělesa s hmotami m_1 a m_2 , která jsou navzájem spojena pružinou. Jedno z těles je připevněno pomocí další pružiny k rámu. Pro určení polohy soustavy jsou potřeba dva údaje. Dvě souřadnice z_1 a z_2 . (Obr. 4) [2]



Obr. 4: Dvuhmotový dynamický systém [2]

3. Minimalizace účinků dynamických sil

Pro lepší funkčnost strojů je potřeba omezit působící dynamické síly, které vznikají nejen budícími silami, ale také velikostí hmotových a setrvačných účinků součástí, tuhosti pružin nebo jiných tlumících elementů. Tyto síly se nazývají setrvačné a vznikají za nerovnoměrného chodu součástí. V podstatě jde o minimalizaci sil, které jsou z pohyblivých součástí přenášeny na rám stroje. Jejich hodnota se dá určit z mechaniky známým vzorcem (4). Nejsnadněji redukovat velikost setrvačných sil lze hlavně u rotačních součástí, kde existuje řada účinných řešení. Při posuvném pohybu je tato úloha značně komplikovaná.

$$F = ma \quad (4)$$

3.1. Vyvažování

Zpravidla se jedná o nejběžnější způsob, jak omezit působení dynamických sil. A to z důvodu vynaložení nízkých nákladů, snadné aplikace a nezvětšování hmotových parametrů stroje vlivem přídavných součástí.

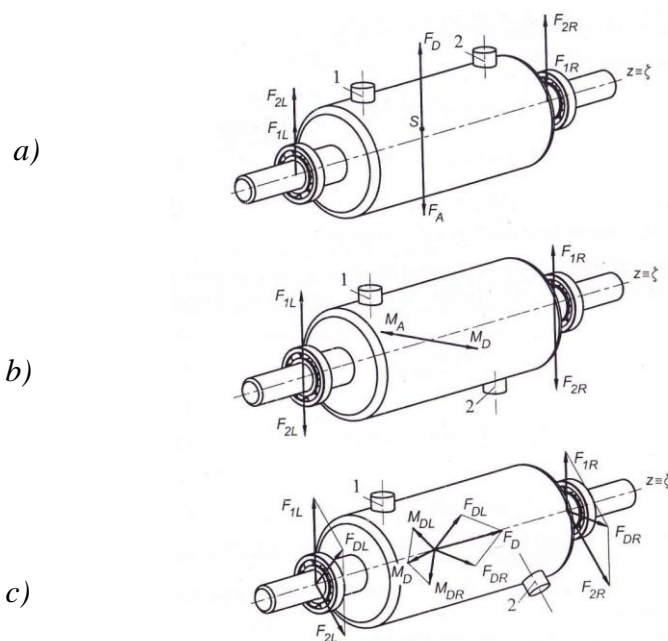
Cílem je snížení kmitání a zatěžování ložisek, celé konstrukce stroje, které vzniká vlivem otáčení nevyváženého rotoru. Velikost dynamické síly roste úměrně s druhou mocninou otáček a tak může nabývat velkých hodnot a mít značný vliv.

Vyvažování můžeme rozdělit na tři různé typy. Statické vyvažování, dynamické a smíšené, což je kombinace obou předešlých.

V prvním případě jde o umístění těžiště tělesa do jeho osy rotace, musíme tedy určit excentricitu těžiště od osy. Přidáním nebo odebráním materiálu v rovinně souměrnosti nám statická nevyváženost zmizí. Statickou nevyváženost lze zjišťovat za klidu tělesa.

V případě druhém jsou nevyvážky ve dvou protilehlých rovinách a tím tvoří dynamický moment. Jeho vznik lze zjistit pouze za chodu tělesa. Pro odstranění tedy musí probíhat vyvažování ve dvou rovinách, kde přidáním materiálu vznikne přídavný moment proti momentu nevyvážky. Nebo se vliv momentu odebráním materiálu odstraní.

Smíšenou nevyváženost reprezentují nevyvážky různě velké v různě umístěných rovinách. Odstraňuje se stejnými způsoby. (Obr. 5) [2]



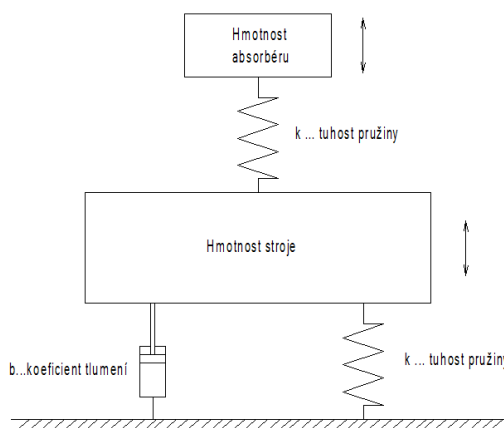
Obr. 5: Úlohy vyvážení rotoru – a) čistě statické vyvážení

b) čistě dynamické vyvážení

c) obecné vyvážení [2]

3.2. Dynamický absorbér

Dynamický absorbér je zařízení, které má hmotu ke stroji připojenou pružinou. Jedná se o systém se dvěma stupni volnosti. Hmotu slouží k izolaci vibrací daného zařízení, které jsou buzeny frekvencemi o vysoké amplitudě. Vlastní frekvence hmoty absorbérů se naladí na dominantní frekvenci budícího signálu zařízení. Po opětovném působení budícího signálu dojde ke značnému snížení kmitání stroje. Toto zařízení lze využít jak u rotačního, tak u posuvného pohybu, avšak pro správnou účinnost je nutný harmonický průběh buzení, v jiném případě jeho účinnost značně klesá. (Obr. 6) [2]



Obr. 6: Schéma absorbérů při kmitavém posuvném pohybu [2]

3.3. Tlumič kmitů

V dynamických systémech, kde objekt o hmotnosti m vykonává kmitavý posuvný pohyb na pružině o tuhosti c , se používá k minimalizaci amplitudy výchylky z_0 objektu tlumiče se součinitelem tlumení b . Tato opatření jsou účinná a v praxi často využívána a poskytují mnoho variant při konstrukčním návrhu.

Tlumení kmitů objektu je možné tedy realizovat zavedením tlumiče do dynamického systému. Tlumič může být zapojen mezi kmitající objekt a rám nebo také mezi objekt a jiné těleso. V prvním případě se počet stupňů volnosti nemění, v druhém se minimálně o jeden zvyšuje.

Snížení amplitud kmitů tlumením vzniká na rozdíl od absorbéru kmitů na základě přeměny mechanické energie na tepelnou energii. Výhodou je jednoduchá konstrukce a relativně nízké výrobní náklady.

3.3.1. Třecí tlumič

Princip funkce třecího tlumiče je založen na vzájemném pohybu dvou členů vůči sobě, při kterém dochází k mechanickému tření. Nevýhody tohoto typu tlumiče jsou, že podléhají rychlému opotřebení a jejich tlumicí síla je konstantní. To znamená, že nejsou závislé na charakteristice pohybu a tak pro složitější úlohy nevhodné. Z těchto důvodů jsou dnes často nahrazovány tlumiči kapalinovými.[7]

3.3.2. Kapalinový tlumič

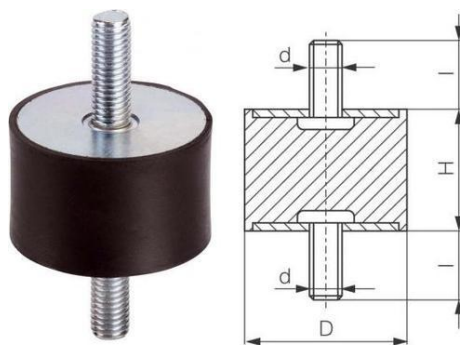
Dnes nejpoužívanější typ tlumiče. Skládá se z pístu a válce, který obsahuje kapalinu. Při pohybu pístu dolů dochází k tlaku na kapalinu a ta se vtlačuje otvorem z jedné komory do druhé. Zde je tlumicí síla závislá na rychlosti pohybu pístu, tzn., čím více roste rychlost pohybu pístu, tím více roste i tlumicí síla, což představuje značnou výhodu.[7]

3.3.3. Deformační tlumič

Je tvořen blokem materiálu s velkým vnitřním útlumem, např. pryže – silentblok. Hodí se pro velmi malé rozkmity a zařízení s menšími rozměry.

Silentblok je tvořen pryží, která vzniká vulkanizací přírodního nebo syntetického kaučuku. Během působení síly na pryž dochází k její deformaci a tím i velkému vnitřnímu tření. To způsobuje jeho schopnost tlumení rázů. Její výhoda je nízká tepelná vodivost a odolnost proti kyselinám či zásadám. Její mechanické vlastnosti jsou zcela závislé na směsi kaučuku, z které jsou vyráběny. Platí však, že vlastnosti během své funkce ztrácí a po určitém čase je nutná výměna.

Namáhat ji lze pouze smykem a tlakem, proto se musí vhodnou polohou předejít zatížení ohybem či tahem. V praxi se silentbloky využívají velmi často, protože jsou levné a nepotřebují velký prostor pro montáž. (Obr. 7) [3]



Obr. 7: Silentblok

4. Centrifuga (Odstředivka)

Jedná se o laboratorní zařízení sloužící k oddělení jednotlivých složek vzorku, umístěného v kyvetě a jeho následné analýzy. K oddělení dochází díky rozdílným hustotám a viskozitě ve vzorku a působením odstředivé síly vznikající rotačním pohybem rotoru.

Odstředivek se na trhu objevuje nepřehledné množství. Primárně se dělí podle velikosti a hmotnosti, regulace teploty či podle rychlosti.

Dle velikosti a hmotnosti:

- a) Stolní – lze ji postavit a používat na stolku, mají objem pouze do několika mililitrů a malou hmotnost
- b) Samostatně stojící – mají vysokou kapacitu pohybující se v litrech, z toho důvodu musí být samostatně upevněny k podlaze

Dle regulace teploty:

- a) Nechlazené – prostor pro vzorky není vůbec chlazen
- b) Chlazené – vhodné pro biologicky aktivní látky, především rozbor krve
- c) S možností mrazení – pro vzorky potřebující stálou teplotu pod bodem mrazu



Dle rychlosti:

- a) Běžné centrifugy – použití pro standardní vyšetření
- b) Vysokorychlostní centrifugy – pro separaci DNA
- c) Ultracentrifugy – pro snížení odporu vzduchu se využívá vakuum[4]

Každá odstředivka se skládá ze základních prvků, kterými jsou rotor pro umístění vzorku, motor uvádějící rotor do pohybu, kryt rotoru z důvodu bezpečnosti obsluhy, rám a tlumící prvky mezi rámem a uchycením celé sestavy.

4.1. Rotor

Rotační část stroje dosahující vysokých otáček, která je velmi mechanicky namáhána, proto se jedná o nejdůležitější prvek stroje. Musí být velmi dobře vyvážen a navržen. Pro použití u odstředivky si lze vybrat mezi mnoha druhy rotorů, podle způsobu separace či použitého množství vzorku.

Druhy používaných rotorů:

- a) Rotor s pevným úhlem – jedná se o rotor se stabilní polohou kyvety. Jeho konstrukce bývá mohutnější, proto lze dosahovat vyšších otáček.
- b) Výkyvný rotor – vlivem odstředivé síly dochází k natáčení kyvety do vodorovné polohy. Používá se na menší rychlosti a nižší objemy vzorků.
- c) Vertikální rotor – kyvety jsou umístěny paralelně vůči ose rotace, proto je zde nižší pracovní čas odstředivky.
- d) Zonální rotor – Umožňuje práci s velkými objemy vzorků. Využita je celá dutina rotoru obsahující kanálky. Pomocí nich je dutina plněna vzorky či vyprazdňována za chodu stroje.

5. Původní návrh uložení rotoru

V prvotním řešení se vycházelo z průzkumu našeho trhu, kde jsou stolní centrifugy v drtivé většině uloženy pomocí třech silentbloků.

Motor byl přichycen šrouby pomocí příruby. Na hřídeli motoru bylo umístěno svěrné pouzdro, na které byl uchycen rotor.

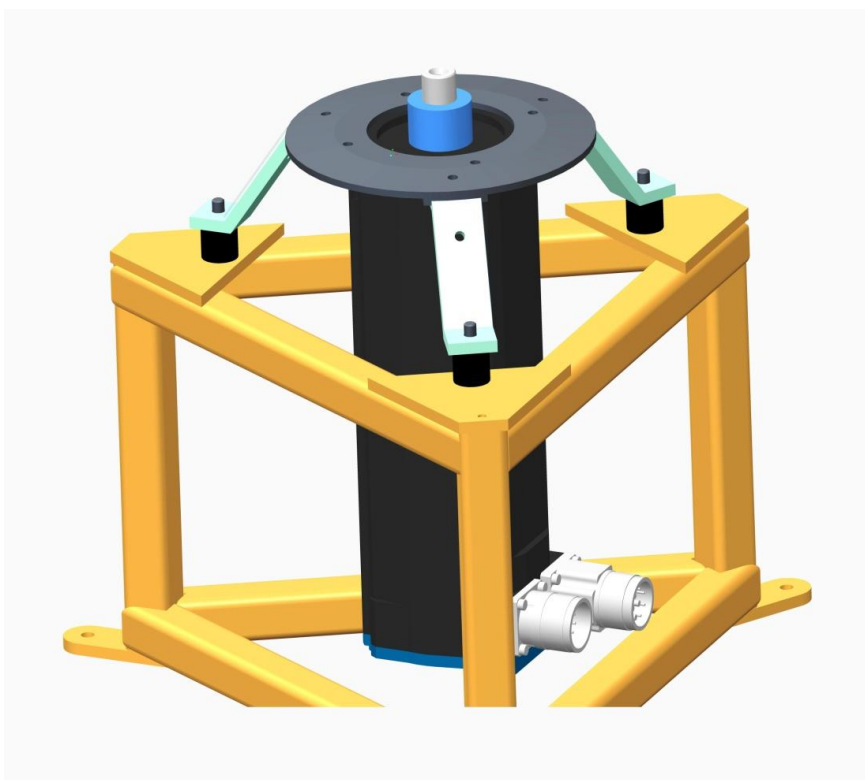
Na přírubu byla přišroubována konzola, které drží silentblok ve spojení s rámem. Rám tvořil svařenec složený ze čtyřhranných profilů, ve spodní části byl opatřen úchyty pro připevnění k základní desce. Rám měl tvar trojúhelníku, v jeho horní části byly navařeny tři destičky, které měly průchozí závitovou díru. Do těchto závitů byly zašroubovány silentbloky

Bylo zde tedy využito třech silentbloků, potřebných pro statickou určitost, ty jsou tvořeny pryžovým válcem opatřeného na obou stranách úchytem se závitem pro spojení s rámem a konzolou. Pryž je spojena s kovovým úchytem vulkanizací.

Za chodu stroje byly silentbloky namáhány na tlak a smyk. Smyk byl způsobený působící periodickou vodorovnou výchylkou. Ta vzniká vlivem dynamických sil na rotor. Statické tlakové zatížení působilo vlivem hmotnosti sestavy. Při provozu stroje vznikalo i dynamické tlakové zatížení z důvodu mírné svislé výchylky okraje rotoru. To však bylo na každý silentblok nerovnoměrně rozložené

Vlivem nerovnoměrného stlačení silentbloku a jeho namáhání na smyk, se navulkanizovaná vrstva mezi kovovou a pryžovou částí začala oddělovat. Jelikož zařízení nebylo opatřeno žádným bezpečnostním prvkem, zajišťující polohu motoru, rotoru a dalších částí v případě utržení spoje, bylo nutné navrhnout uložení zaručující pevnost spojení.

Pružný prvek musí tlumit působení dynamických sil jak ve směru axiálním, tak ve směru radiálním, aby nedocházelo ke vzniku velkých amplitud kmitání. (Obr. 8)



Obr. 8: Návrh uložení pomocí silentbloků

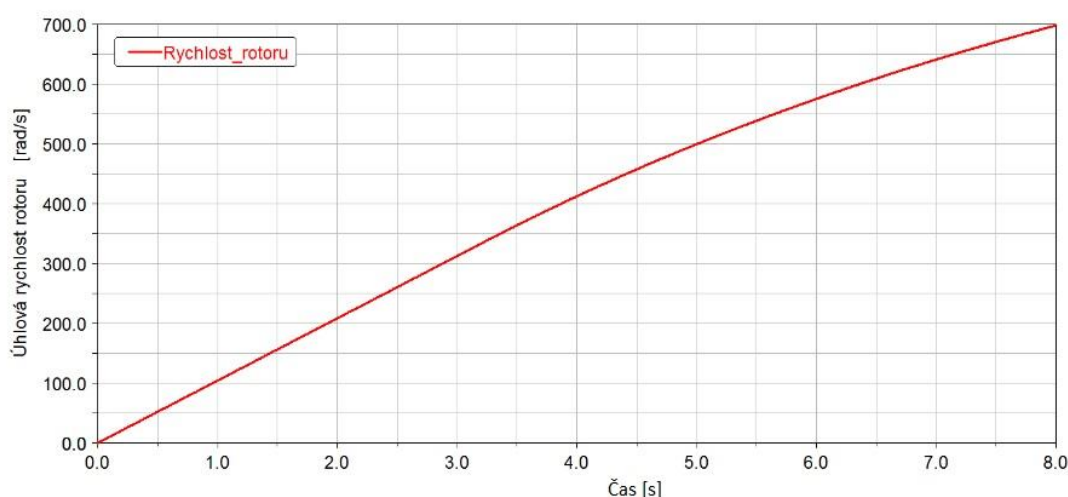
Roztečný poloměr silentbloků je 100 mm. Důvodem je to, že na větší rozteči je uložení příliš tuhé s ohledem na kývavý pohyb celé sestavy, zatímco pro příčný translační pohyb se chová uložení velmi měkce. Axiální vzdálenost od osazení hřídele je 49 mm.

Pro tento návrh byla vytvořena analýza zjišťující hodnotu kmitání během rozběhu. Hodnota tuhosti použitých silentbloků byla změřena a v axiálním směru dosahovala 61.8 N/mm, v radiálním směru 9.7 N/mm

Vypočtené velikosti amplitudy kmitání rotoru při rozběhu nepřekračují 0.15 mm, což je přijatelná hodnota pro funkci stroje. [8]

Z již zmíněných důvodů, způsobujících utržení navulkanizované vrstvy silentbloku, je potřeba navrhnout nový způsob uložení rotoru, kde nebude docházet k přerušení spoje s rámem.

Jako pohon přístroje byl zvolen servomotor BSH-0703, který je schopen kombinovat vysoké pracovní otáčky a zároveň velký točivý moment k snadnému a rychlému překročení rezonančních oblastí.



Graf 1: Momentová charakteristika motoru

6. Tvorba výpočtového modelu

Pro vytvoření návrhu konstrukce bylo nejdříve potřeba zjistit vhodné parametry uložení, které nové konstrukční řešení musí splňovat. Těmito parametry se rozumí tuhost v radiálním a axiálním směru, potřebná k ustálení amplitudy kmitů vznikajících za provozu stroje. Poté určení vlastních frekvencí soustavy, při kterých by docházelo k vysokému nárůstu vibrací.

Při návrhu příliš tuhého uložení, než je nutné, by sice amplituda výchylky byla velmi malá, ale docházelo by i k přenosu vibrací na rám a okolí, což je nežádoucí. Naopak při návrhu uložení s nižší tuhostí by k přenosu vibrací nedocházelo, ale hodnota amplitudy výchylky by dosahovala značných hodnot.

Z důvodu velmi omezeného prostoru kolem celého zařízení musí velikost amplitudy dosahovat velmi malých hodnot, pohybujících se v desetinách mm. Při větších výchylkách by mohlo dojít ke kolizi s dalšími přídatnými zařízeními nacházejících se v těsné blízkosti centrifugy, které společně tvoří celek pro diagnostiku krevního vzorku.

Pro určení těchto parametrů byla potřeba vytvořit matematický model uložení. (Obr. 9) Model sestavy byl vytvořen v softwaru Creo. Skládal se ze servomotoru, který byl uchycen k přírubě, na ní byly šrouby přidělány tři konzoly držící celou sestavu připojenou k rámu. Na hřídeli motoru byl umístěn rotor pomocí svěrného pouzdra.

Mezi konzolami a rámem se nachází tlumící prvek uložení, proto byly parametry určovány právě v těchto místech. Vytvořená sestava reprezentuje právě tu část zařízení, na kterou jsou přenášeny při provozu stroje dynamické síly od rotoru, a je vychylována ze své pozice.

Do rotoru bylo umístěno osm válečků, jeden o hmotnosti 27g, jejichž váha byla totožná s používanými kyvetami.

Z důvodu vzniku nevyváženosti na rotoru, např. nerovnoměrným množstvím použitých vzorků v kyvetách, byl v modelu vytvořen nevývažek 1g v jednom z míst pro uložení kyvet.

Vlivem této nevývahy vzniká na rotoru dynamická radiální síla způsobující amplitudu výchylky soustavy přenášející se až k uložení.

Pro určení vhodné tuhosti bylo potřeba vytvořit simulaci reálného provozu stroje, při kterém dochází k tlumení dynamických sil. Proto byla sestava převedena do prostředí Mechanism.

V prvním kroku bylo nutné každému dílu přidělit jeho skutečné materiálové vlastnosti. Pokud by nebyly definovány nebo byly špatně, dynamická analýza neposkytne správné výsledky. Po definování směru tíhového zrychlení vznikla zátěž gravitační silou.

Hřídel motoru byla umístěna pomocí kinematické vazby Pin. Ta tělesu ponechává jeden stupeň volnosti a to rotaci kolem osy. V této úloze umožňuje rotaci svěrného pouzdra s rotorem.

Na osu hřídele s možností rotace, byl umístěn servopohon. Jeho rychlost byla definována pomocí tabulky, vytvořené na základě momentové charakteristiky skutečného servomotoru. (Graf 1)

Dále byla potřeba vytvořit rám, pro vložení pružiny mezi něj a sestavu. Pevný rám byl definován pomocí devíti bodů. Ke každé konzoly byly vloženy tři, v příčném směru, podélném směru a jeden ve směru axiálním. Tím se vytvořila možnost uložit sestavu pružně k rámu.

Pro možnost vložení pružiny musela být upravena vazba motoru, na který jsou uchyceny všechny ostatní díly. Sestavě bylo nutno udělit možnost pohybu v prostoru. K tomu se využilo vazby 6DOF, která neodebírá žádný stupeň volnosti. Váže k sobě dva souřadné systémy a nijak neomezuje jejich pohyb. Pro tuto volbu byl vybrán souřadný systém motoru a hlavní souřadný systém sestavy.

V tento okamžik došlo k umístění pružin, ty byly vloženy ke všem bodům rámu, na straně druhé uchyceny na střed spodní (dosedací) plochy konzol. Všechny tyto směry znázorňují, kde bude docházet k tlumení dynamických sil. Vytvořené pružiny jsou pouze ilustrační, nemají hustotu, takže nezatěžují sestavu svou hmotností.

Při samotném použití pružin by došlo pouze k nekontrolovatelnému rozkmitání soustavy, proto byla potřeba zavést tlumení kmitů. Pro vznik tlumených kmitů byly vytvořeny tlumiče na stejných místech, kde byly pružiny. Tím se do matematického modelu zavedlo tlumení výchylky v uložení. Tlumicí koeficient tlumičů byl nejprve určován experimentálně, podle velikosti poměrného útlumu. Později byl zjišťován pomocí citlivostní analýzy.

K určení výchylek rotoru, musela být vytvořena measures. Measures probíhala na ose rotoru, v jeho středu byl vytvořen bod, jehož pohyb byl dále sledován. Jako typ byla zadána pozice a byl vybrán bod na ose rotoru. Jeho pohyb se sledoval v hlavním souřadném systému sestavy. Tato měření byla vytvořena pro všechny směry souřadného systému x , y , z . K vyhodnocení measures se použila metoda jednotlivých kroků v závislosti na čase.

K jednotlivým pružinám byla nastavena tuhost (dle Tab. 1, Tab. 2), pro zjištění velikosti vzniklé výchylky.

Analýza výchylek byla nutná provést pro dvě různé rychlosti. První hodnotou je rychlost 500 ot/min., při které dochází k promíchání obsahu kartuší. Druhou rychlostí byla hodnota 5000 ot/min, což je stav, při kterém je obsah kartuší protlačen skrz membránu.

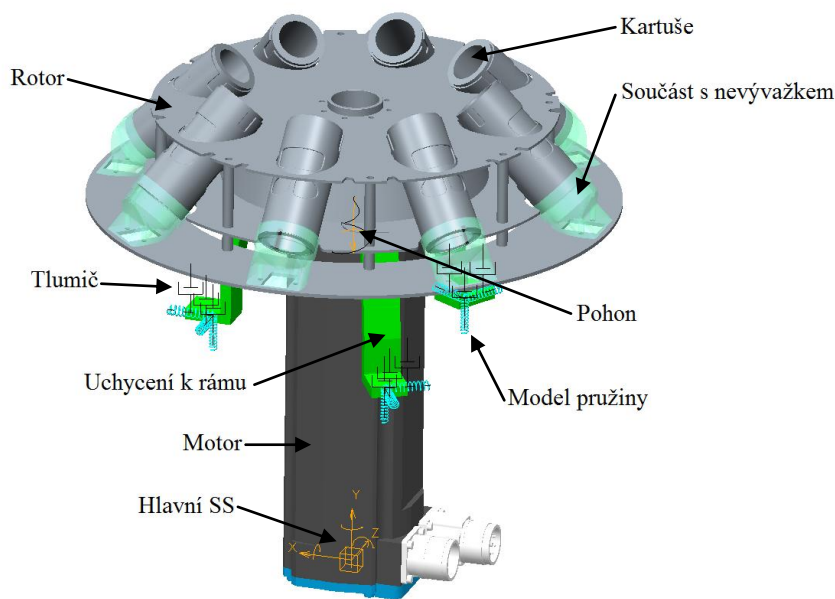
Pro první měření byl tedy servomotor nastaven dle momentové charakteristiky do 500 ot/min. Rozběhem dosáhl této rychlosti přibližně během 0,5s, po ní následovala výdrž na této rychlosti do doby 2s.

Posledním krokem pro výpočet bylo definování analýzy. Byla vybrána dynamická analýza trvající jako doba běhu motoru, tedy 2s. Počet snímků za sekundu byl nastaven na 1000, aby výsledné měření bylo dostatečně přesné. Při této rychlosti bylo určeno 240 bodů na otáčku, což je dostačující přesnost pro výsledný graf.

K výpočtu pro 5000 ot/min. byl motor nastaven na celkovou dobu běhu 8s. Přibližně 5,5s trval rozběh na požadovanou rychlost, následně byla rychlost konstantní.

Kvůli analyzovanému dlouhému časovému úseku a nutnosti provést více výpočtů, byl počet snímků za sekundu nastaven na 750. Pro toto nastavení měl výpočet přibližně 72 bodů na otáčku, tato hodnota postačuje pro přesné zakreslení do grafu.

Hrubé hodnoty tuhosti byly nejprve zjišťovány volbou řádových čísel. Později došlo podle vypočtených výsledků k zpřesnění hodnoty.



Obr. 9: Výpočtový model

6.1. Vyhodnocení výpočtu

Výpočet byl proveden pro rychlost 500 ot/min. a 5000 ot/min., v obou případech se měřila velikost amplitudy výchylky ve všech směrech SS a pro všechny návrhy tuhostí.

Snaha byla dosáhnout obdobné velikosti výchylky jako při prvotním řešení pomocí silentbloků. U něho velikost amplitudy nepřekročila 0,15 mm

Tuhost [N/mm]		Maximální hodnota amplitudy [mm]		
Axiální	Radiální	osa X	osa Y	osa Z
1000	500	0,0025	0,0001	0,0025
100	50	0,009	0,0005	0,0085
10	5	0,1	0,0007	0,1

Tab.1: Tabulka hodnot amplitud pro 500 ot/min.

Tuhost [N/mm]		Maximální hodnota amplitudy [mm]		
Axiální	Radiální	osa X	osa Y	osa Z
1000	500	0,06	0,0023	0,05
100	50	0,095	0,0045	0,095
10	5	0,220	0,002	0,220

Tab.2: Tabulka hodnot amplitud pro 5000 ot/min.

První návrh tuhosti byl příliš tuhý a hodnota posuvu velmi malá. Při provozu stroje by tak kvůli této tuhosti docházelo k přenosu vibrací na rám a okolí. Proto byl tento návrh nevhodný a nelze ho použít.

Třetí návrh byl naopak velmi poddajný a docházelo již k nedovoleným hodnotám posuvu rotoru.(Příloha 1)

Jako přibližná správná hodnota se jevil druhý návrh, u kterého docházelo k přijatelným hodnotám výkyvu. Proto byla další optimalizace zaměřena na hodnoty pohybující se mezi druhým a třetím návrhem. Při další optimalizaci již docházelo jen k nepatrným změnám velikosti amplitudy (mezi tisícinami až setinami mm).

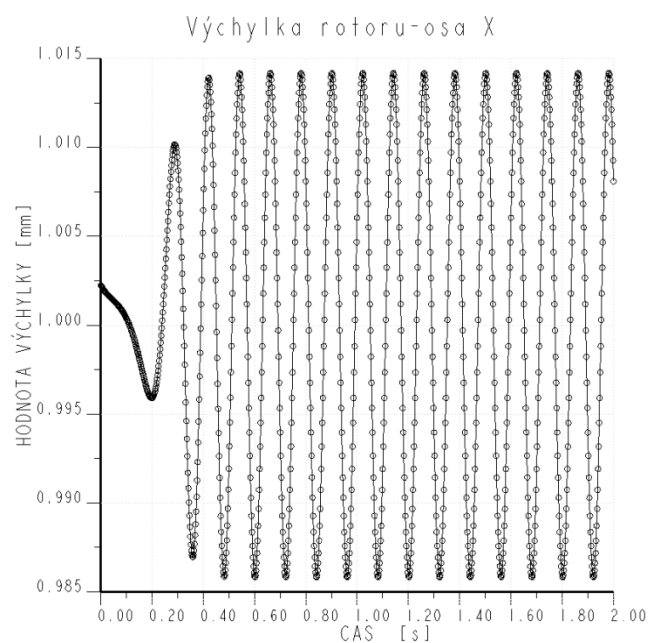
Proto byla jako výsledná tuhost uložení použita hodnota tuhosti dříve používaných silentbloků, která byla v axiálním směru 62 [N/mm] a ve směru radiálním 10 [N/mm]. Pro tyto hodnoty byl proveden také výpočet (Tab.3, Tab.4). Z výsledků je patrné, že i přes změnu konstrukce používaného rotoru, nabývá ustálená hodnota amplitudy výchylky obdobných hodnot. (Graf 2-7) Návrh zaručuje poddajnost pro tlumení dynamických sil v radiálním směru a zároveň dostatečnou tuhost pro ustálení rotoru v axiálním směru.

Tuhost [N/mm]		Maximální hodnota amplitudy [mm]		
Axiální	Radiální	osa X	osa Y	osa Z
62	10	0,025	0,00002	0,025

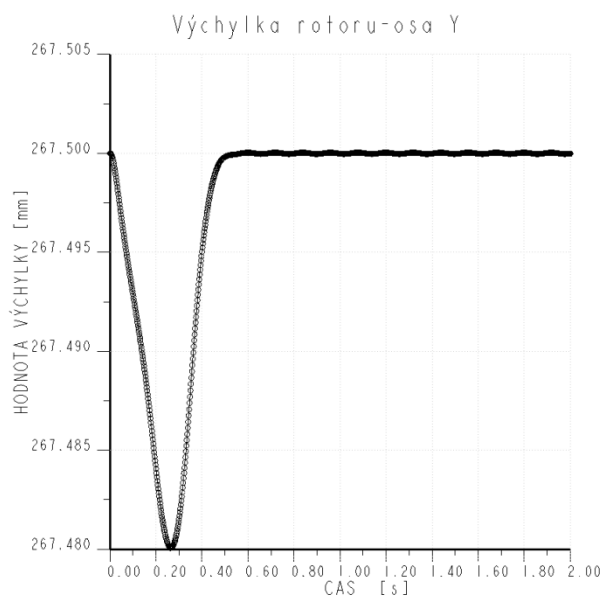
Tab.3: Tabulka hodnot amplitud pro 500 ot/min.

Tuhost [N/mm]		Maximální hodnota amplitudy [mm]		
Axiální	Radiální	osa X	osa Y	osa Z
62	10	0,14	0,0005	0,14

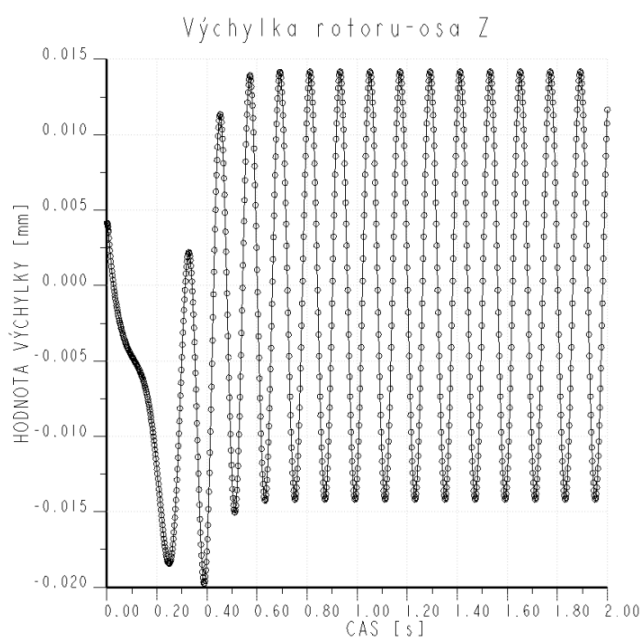
Tab.4: Tabulka hodnot amplitud pro 5000 ot/min.



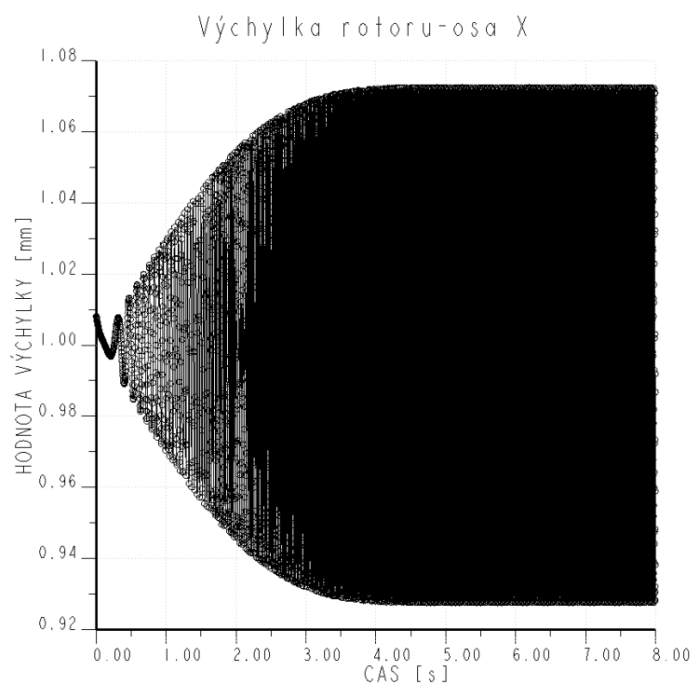
Graf 2: Graf hodnot amplitud pro 500 ot/min.



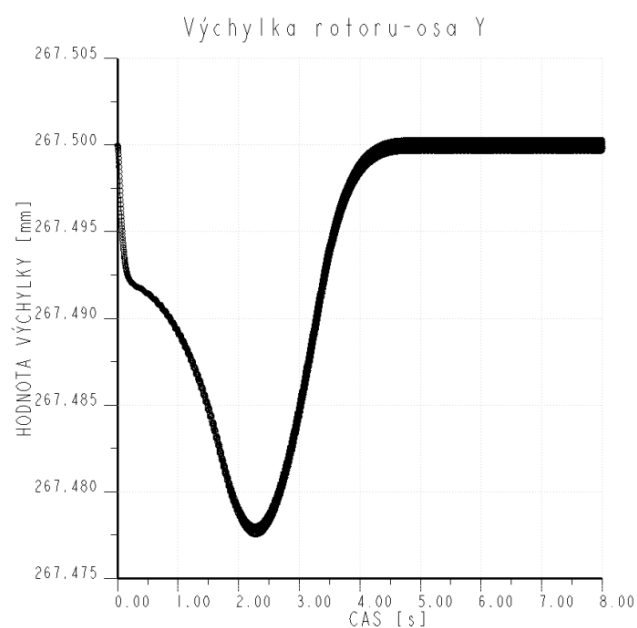
Graf 3: Graf hodnot amplitud pro 500 ot/min.



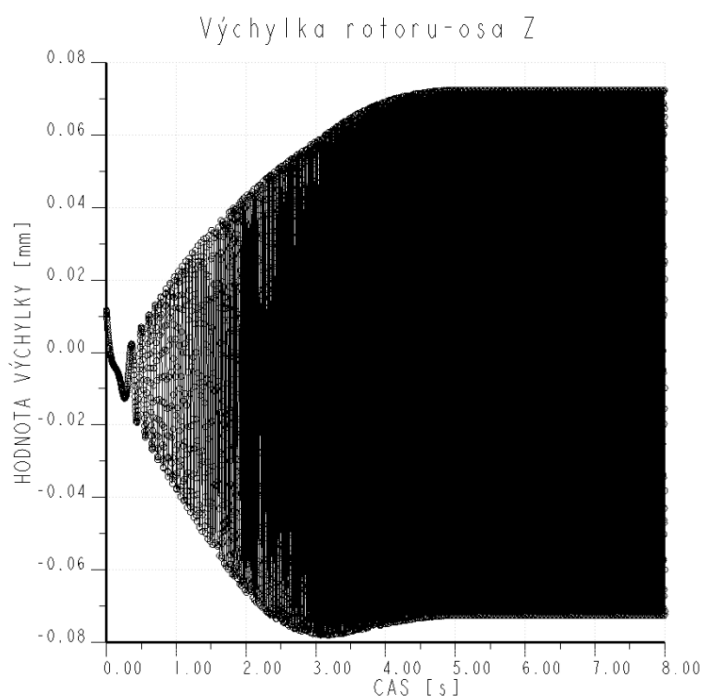
Graf 4: Graf hodnot amplitud pro 500 ot/min.



Graf 5: Graf hodnot amplitud pro 5000 ot/min.



Graf 6: Graf hodnot amplitud pro 5000 ot/min.



Graf 7: Graf hodnot amplitud pro 5000 ot/min.

7. První návrh uložení

Po zjištění vhodné tuhosti uložení byla snaha navrhnout konstrukční řešení, na které by byly aplikovány získané výsledky.

První návrh se skládá z rámu umístěného na třech nohách šestihranné tažené tyče EN 10278, na které byly přišroubovány, šroubem M08x035, tři desky. Prostřední deska je z pryžového materiálu a nachází se mezi deskami ocelovými. Všechny desky mají ve středu otvor pro umístění motoru.

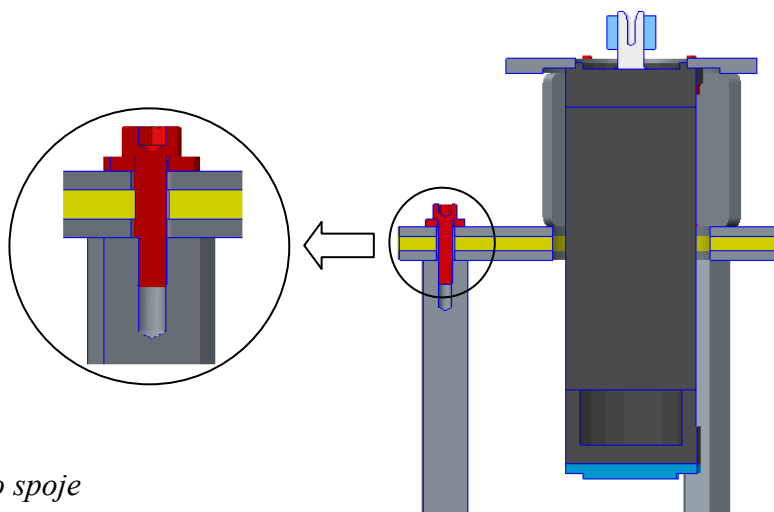
Tvar desek vycházel z kruhové plochy, z důvodu statického uložení na třech nohách, přebytečný materiál byl ořezán, do trojúhelníkového tvaru desek.

Mezi vrchní ocelovou deskou a přírubou bylo navrženo žebro, tvořící s těmito součástmi společný svařenec. Žebro má obdélníkový tvar a bylo natočeno rovinou většího momentu setrvačnosti ve směru rotace, aby nedocházelo ke zkroucení během provozu stroje ve vysokých otáčkách.

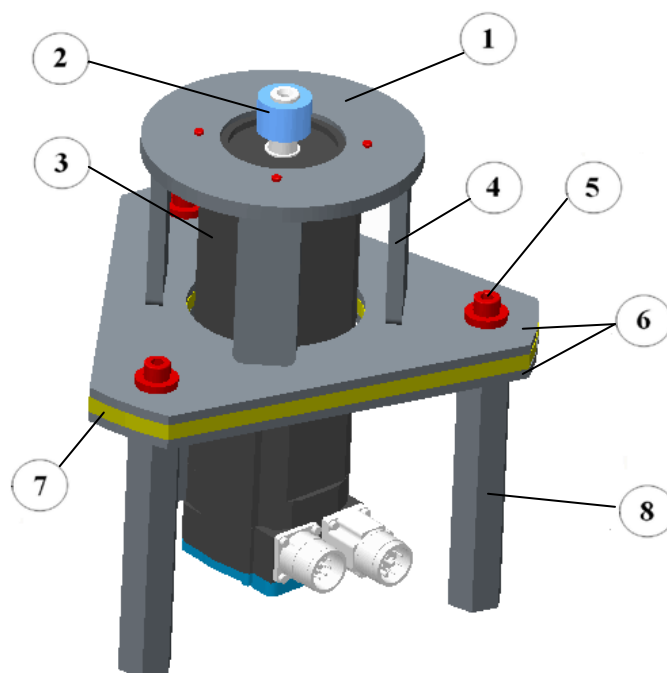
Motor byl přišroubován k přírubě čtyřmi šrouby M05x016. Na hřídeli motoru bylo umístěno svěrné pouzdro, na které je dále umístěn rotor. (Obr. 11)

Šroubová vazba mezi svařencem a nohama zabraňuje možnosti odtržení vrchní desky a celého svařeného celku od rámu. Tím je zajištěna bezpečnost provozu stroje.

V axiálním směru dochází k tlumení vibrací pomocí deformace pryžové desky. Pro možnost vodorovné výchylky byla v ocelových deskách, v dírách pro šrouby, vytvořena vůle o hodnotě 2 mm na průměru díry. Pryžová deska byla bez této vůle, aby mezi ní a šroubem docházelo k tlumení radiálních kmitů. (Obr. 10)



Obr. 10: Řez šroubového spoje



Obr. 11: Sestava uložení s pryžovou deskou

1-příruba	2-svěrné pouzdro	3-motor	4- žebro
5- šroub M8x35	6-ocelová deska	7-pryžová deska	8-noha rámu

Tato varianta má nevýhodu v příliš tuhé konstrukci, způsobené šroubovou vazbou. Po utažení šroubů vzniká v důsledku tření pouze malá možnost radiální kmitání. Tuhost celé konstrukce také neumožňuje vůli pro mírný kývavý pohyb rotoru, který během provozu vzniká.

Pro lepší tlumení vibrací by měla být tuhost pryžové desky v radiálním směru poddajnější než ve směru axiálním. Proto se stejná tuhost v obou směrech jeví nevýhodně.

Také musí být zajištěna i dostatečná tuhost horní části, aby vlivem působících dynamických sil nedocházelo ke zkroucení.

Další nevýhodou je malý prostor pro montáž motoru společně s tím, že vrchní část rámu tvoří svařenec a nelze jej demontovat. Ze zjevných nevýhod nebyla tato varianta dále upravována ani optimalizována a hledalo se nové řešení neobsahující zmíněné nevýhody.

8. Druhý návrh uložení

Rám druhého konstrukčního řešení tvořila deska, usazená a přišroubovaná na 4 nohách čtyřhranné tažené tyče ČSN EN 10278. Pro zajištění větší tuhosti rámu jsou nohy ve středu spojeny přivařenou příčkou stejného profilu. Na spodku rámu byla přivařená deska.

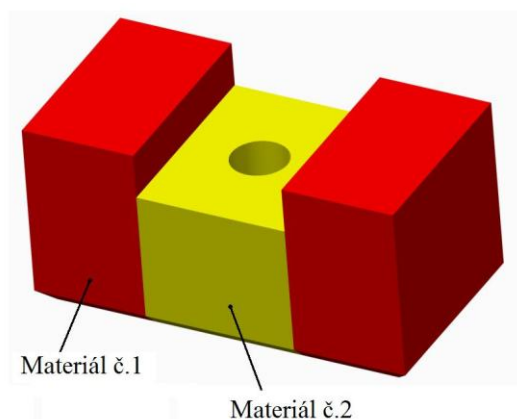
V tomto návrhu byl k tlumení dynamických sil použit pryžový blok. Ve svém středu má vytvořenou drážku, do které dosedají konzoly. Ty jsou opět z druhé strany přišroubovány k přírubě. Ta drží pomocí šroubů motor. (Obr. 13)

Z důvodu rozdílných velikostí působících sil v jednotlivých směrech byl pryžový blok navrhnut ze dvou různých materiálů, které mají rozdílné tuhosti. Tím se dosáhlo lepších tlumících účinků. Spojení obou materiálů do jednoho celku bylo provedeno pomocí vulkanizace. Lze zde tedy aplikovat vypočtené hodnoty tuhostí. (Obr. 12)

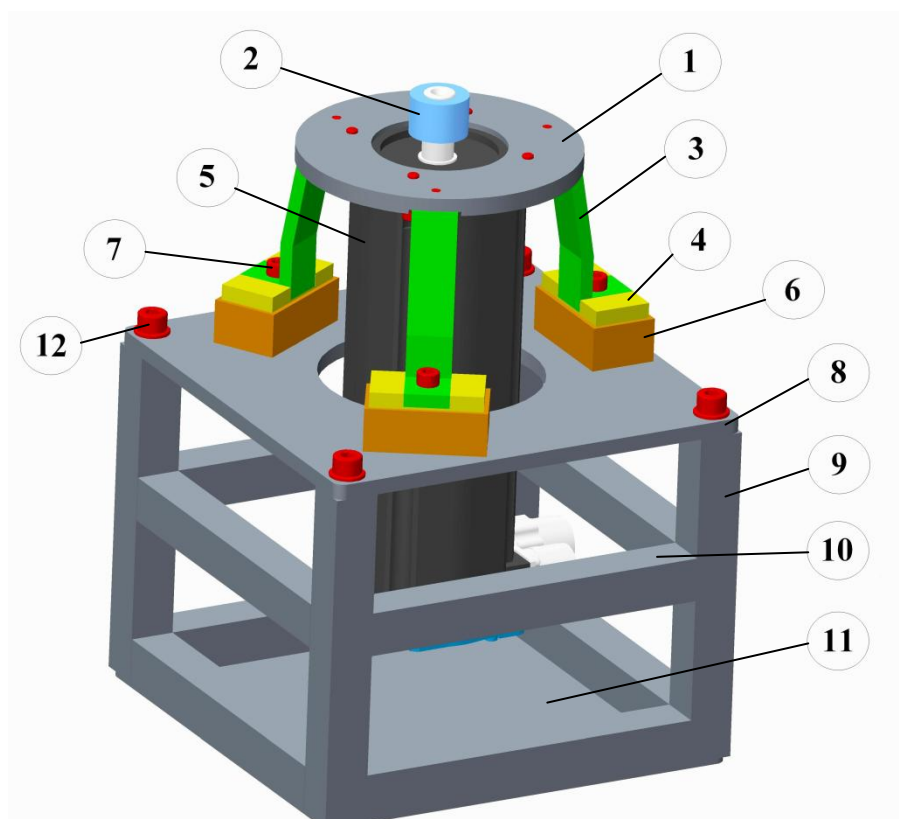
Materiál ve středu bloku tlumí axiální dynamické síly a materiál po stranách, díky větší výšce, tlumí síly ve směru radiálním.

Aby nedošlo k odtržení obou materiálů od sebe, vlivem působící síly, byl materiál vsazen do vany. Ta je přivařena k vrchní desce, a slouží mu jako podpora ve všech směrech silového působení. Skrz pryžový blok a vanu byl vytvořen šroubový spoj, uchycený do vrchní desky rámu, který zajišťuje polohu celé sestavy, aby nemohlo dojít k odtržení od rámu. (Obr. 14)

Toto uchycení zaručuje dostatečnou vůli pro mírný kývavý pohyb rotoru. Zároveň však dochází k tlumení ve všech směrech. Tento návrh tedy lze použít pro uložení rotoru.

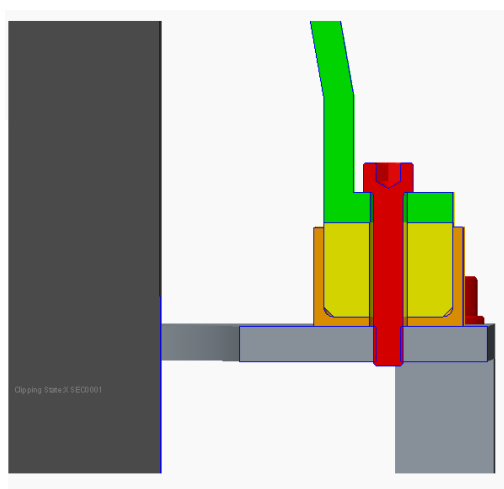


Obr. 12: Pryžový blok



Obr. 13: Sestava uložení s pryžovými bloky

1-příruba	2-svěrné pouzdro	3-konzola	4-pryžový blok
5-motor	6-vana	7-šroub M06x035	8-vrchní deska
9-noha rámu	10-příčka	11-spodní deska	8-šroub M08x025



Obr. 14: Řez uchycení konzoly a bloku

8.1. Modální analýza soustavy

Pro správné konstrukční řešení byla potřeba určit vlastní frekvence soustavy (2) a vlastní tvary kmitů. (Obr. 15) Tyto vlastnosti jsou vyhodnocovány v rámci modální analýzy soustavy. Pro jejich určení se nezadává do výpočtu žádná vnější silová buzení.

Vlastní frekvence se nazývá frekvence, při které kmitající systém klade nejmenší odpor vůči své deformaci. A tvar právě takového kmitání se nazývá vlastní tvar. Pokud bude buzení soustavy blízké či totožné vlastní frekvenci, nastane rezonanční buzení a výchylka celé rotorové soustavy neúměrně naroste.

Pomocí vlastní frekvence kmitů se dají dále určit kritické otáčky hřídele n_k (4), pro provoz musí platit, že n je do $0,8 n_k$ nebo nad $1,2 n_k$ [6]

Modální analýza byla provedena v prostředí Simulate, využit byl matematický model pro výpočet. Všechny součásti opět musely mít zadán vlastní materiál.

Modální analýza byla nastavena pro výpočet šesti módů vlastních frekvencí a jejich tvarů. Pro rychlejší výpočtovou odezvu byla využita metoda Single Pass.

$$n_k = \frac{30\Omega}{\pi} \quad (4)$$

Pro odstředivku pracující v 500 ot/min. a v 5000 ot/min. jsou rezonanční frekvence 8,33 Hz a 83,33 Hz. Při těchto hodnotách by došlo k nárůstu vibrací a vzniku deformací, proto se musí zajistit provoz mimo tuto oblast.

V prvním případě byla snaha zajistit provoz nadrezonanční s rychlým přeběhem servomotoru přes rezonanční oblast. A v případě druhém provoz podrezonanční, kde hodnoty vlastních frekvencí jsou značně menší než hodnota 83,33 Hz.

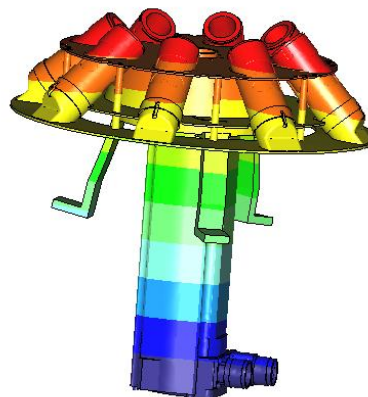
Mod	Charakter	Vl. frekvence [Hz]
1	Příčná translace	11,5
2	Příčná translace	11,5
3	Kývání	21,7
4	Kývání	21,7
5	Axiální translace	28,6
6	Rotace	42,8

Tab.5: Tabulka vlastních frekvencí

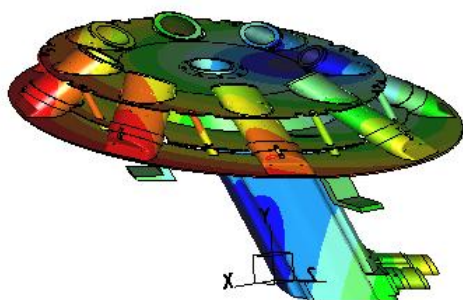
8.2. Vlastní tvary kmitů



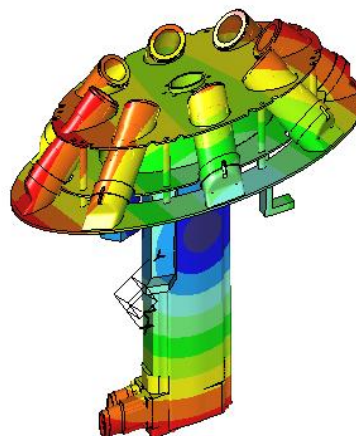
Mód 1



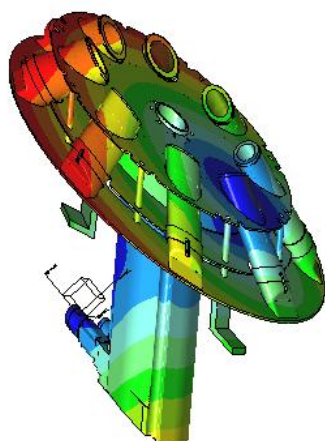
Mód 2



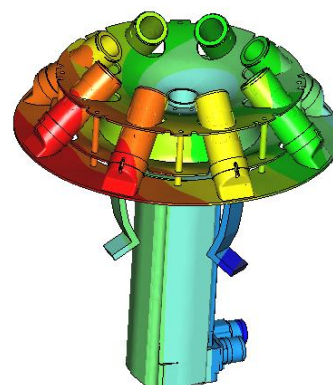
Mód 3



Mód 4



Mód 5



Mód 6

Obr. 15: Tvary vlastních frekvencí

9. Závěr

Cílem bakalářské práce bylo navrhnout vhodné uložení rotoru laboratorní centrifugy. Tento návrh optimalizovat pomocí analýz a zjistit chování uložení během pracovního procesu.

První část práce popisuje problematiku dynamických systémů s ohledem na uložení, také možné způsoby jak zamezit vzniku nežádoucích vibrací.

Hlavní náplní v druhé části práce byla tvorba matematického modelu, který se konstruoval pomocí softwaru Creo.

Matematický model se skládal pouze z pohyblivé části sestavy, která byla doplněna o simulační prvky pružiny, tlumiče a motoru.

Poté následovalo vyhodnocení vypočtených výsledků, v kterém byla určena optimální tuhost uložení.

Výpočet probíhal pro dva různé pracovní režimy centrifugy. Pro 500 ot/min. a 5000 ot/min.

Pro jednotlivé varianty návrhů tuhostí uložení byly vypracovány průběhy hodnot amplitudy ve třech směrech.

S ohledem na výsledky analýz byly navrženy dvě vhodné varianty uložení. Po následné úvaze byla vybrána vhodnější varianta, ta byla dále zpracovávána.

V prostředí Simulate byla provedena modální analýza vybraného uložení za účelem porovnání vlastních frekvencí s frekvencemi rezonančními.

Z výsledných grafů je patrné, že při rozběhu motoru dochází k nárůstu výchylky. Po dosažení požadovaných otáček se však výchylky ustálí a pohybují se periodicky.

Zjištěné výchylky jsou během rozběhu a běhu stroje, pro zvolené uložení a pracovní režimy z hlediska funkce stroje přijatelné.

Pro vybranou variantu řešení byla vypracována výkresová dokumentace.



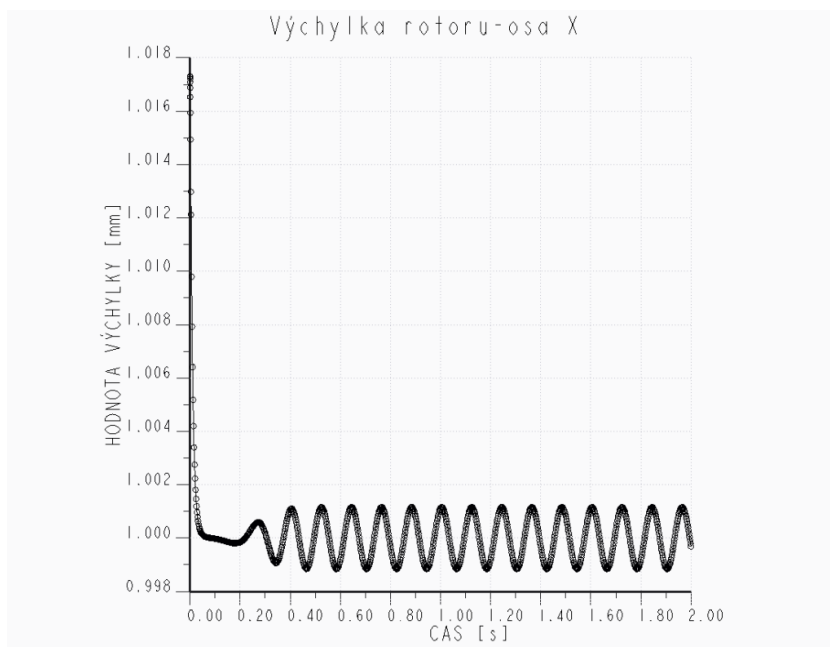
Seznam použitých zdrojů

- [1] Laboratorní centrifuga.
Dostupné z: http://cs.wikipedia.org/wiki/Laboratorn%C3%AD_centrifuga
- [2] SCHMIDT, Fritz Jochen, PEŠÍK, Lubomír. Minimization of Machine Vibrations
1. vyd. , 2010, ISBN 978-80-7372-594-5
- [3] PEŠÍK, Lubomír. Části strojů I
4. vyd. , 2010, ISBN 978-80-7372-573-0
- [4] Druhy odstředivek.
Dostupné z: <http://home.zcu.cz/~konasovj/>
- [5] Uložení rotorů.
Dostupné z: <http://www.techlab.cz/cs/NavrhRadLozisek.html>
- [6] PEŠÍK, Lubomír. Části strojů II
4. vyd. , 2010, ISBN 978-80-7372-574-7
- [7] Tlumič kmitů.
Dostupné z: http://cs.wikipedia.org/wiki/Tlumi%C4%8D_kmit%C5%AF
- [8] Analýza uložení rotorového celku pomocí pryžových tlumičů
Ing. SKAROLEK Antonín Ph.D., 4.5.2011

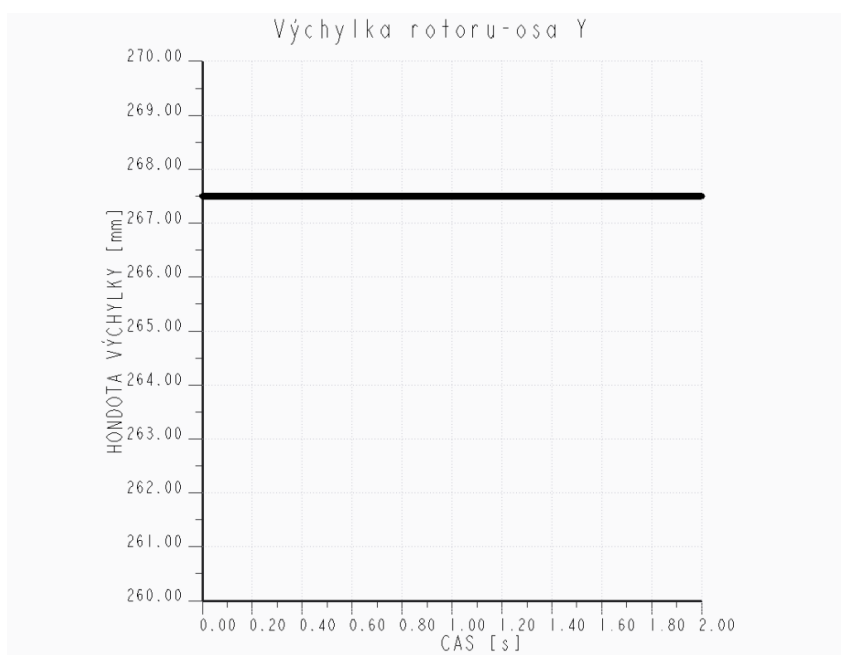
Příloha 1: Velikosti amplitud pro jednotlivé tuhosti uložení

1) Tuhost: Axiální 1000 [N/mm]

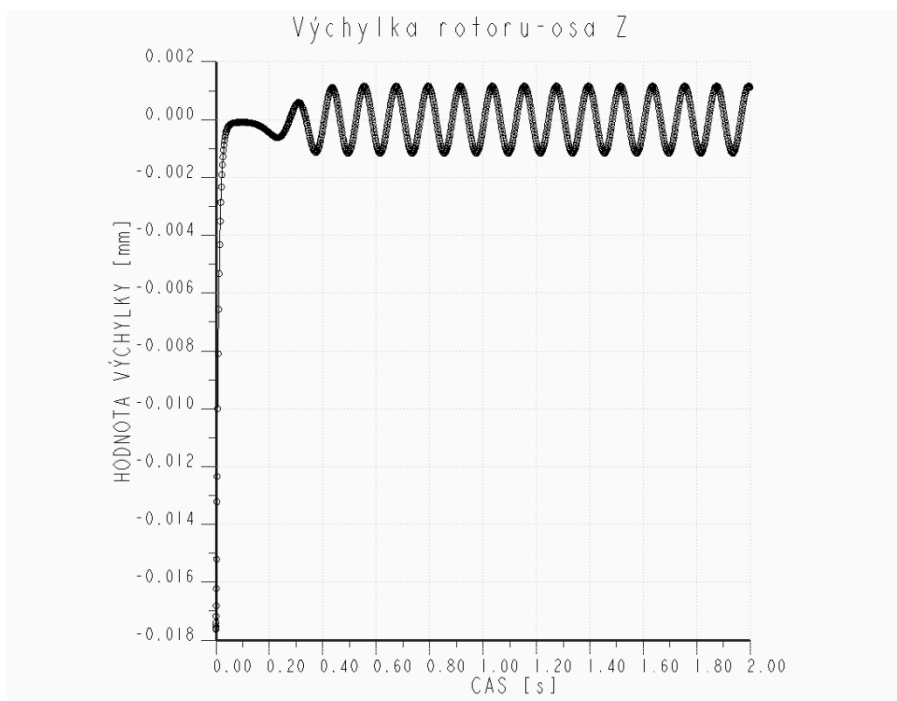
Radiální 500 [N/mm]



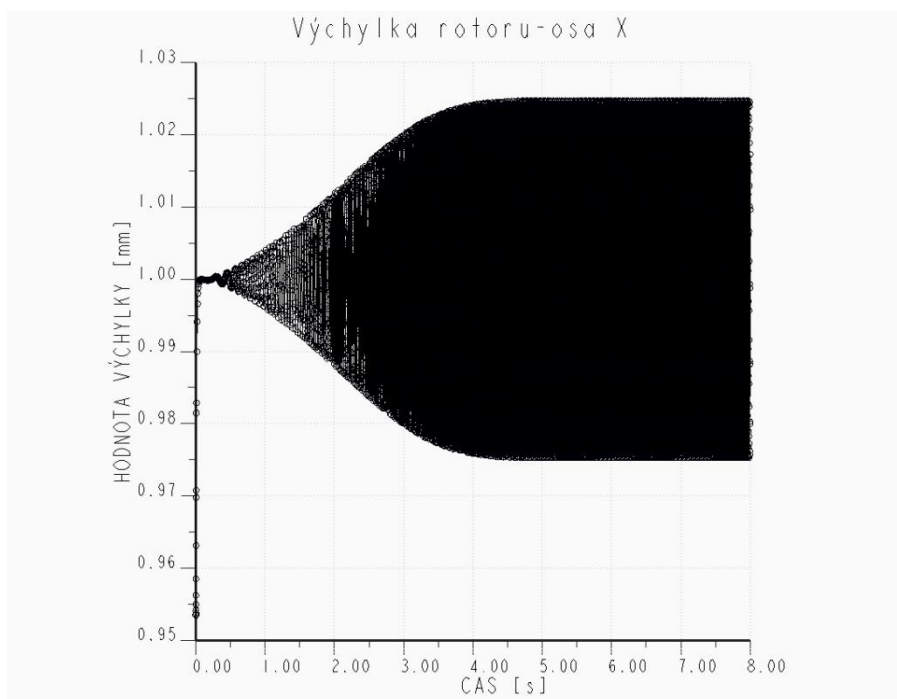
Graf 8: Graf hodnot amplitud pro 500 ot/min.



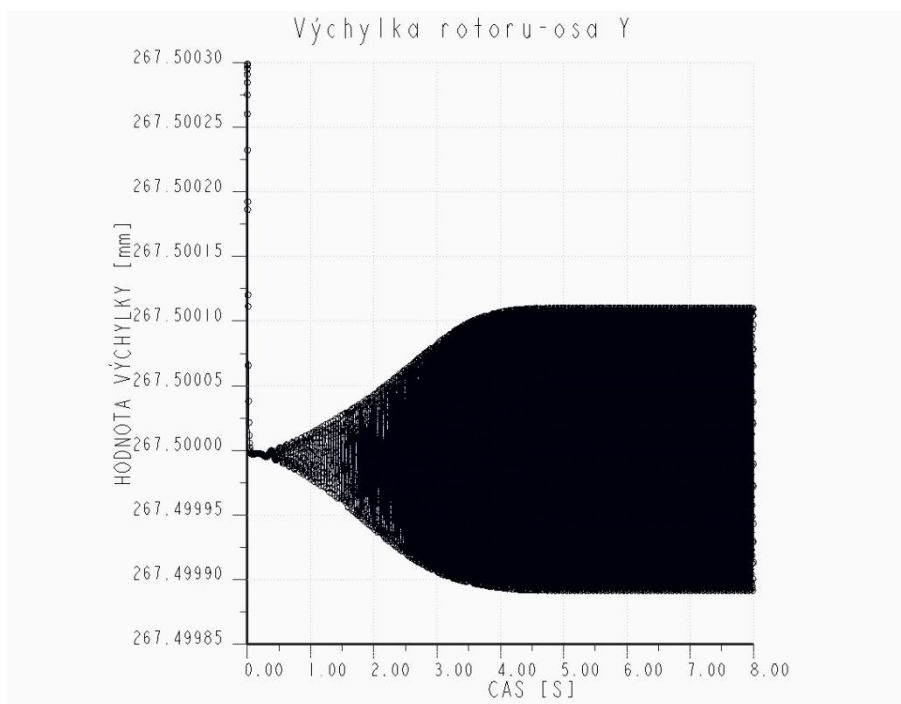
Graf 9: Graf hodnot amplitud pro 500 ot/min.



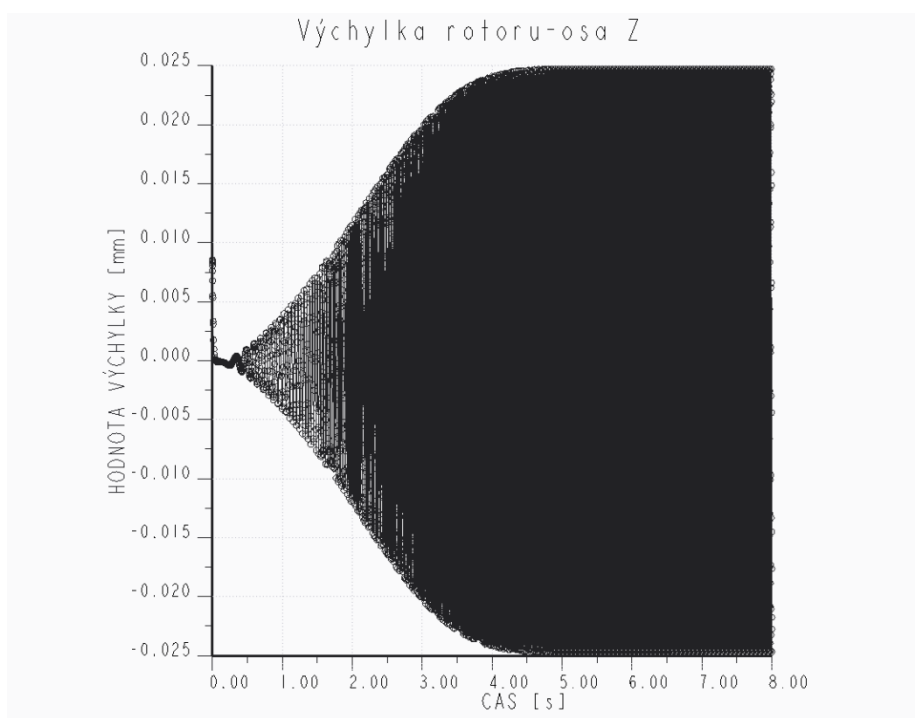
Graf 10: Graf hodnot amplitud pro 500 ot/min.



Graf 11: Graf hodnot amplitud pro 5000 ot/min.

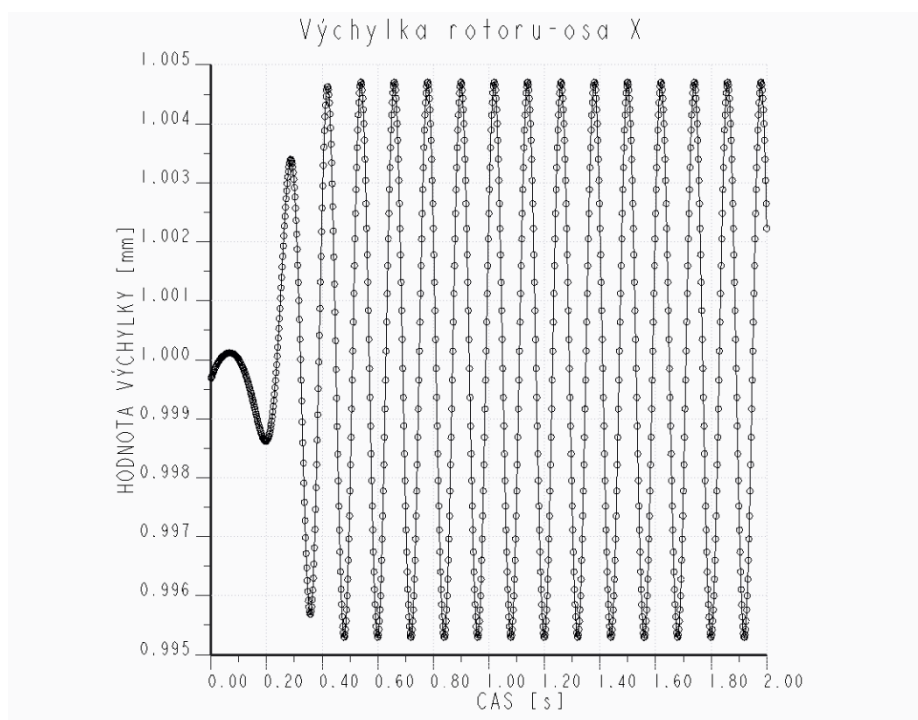


Graf 12: Graf hodnot amplitud pro 5000 ot/min.

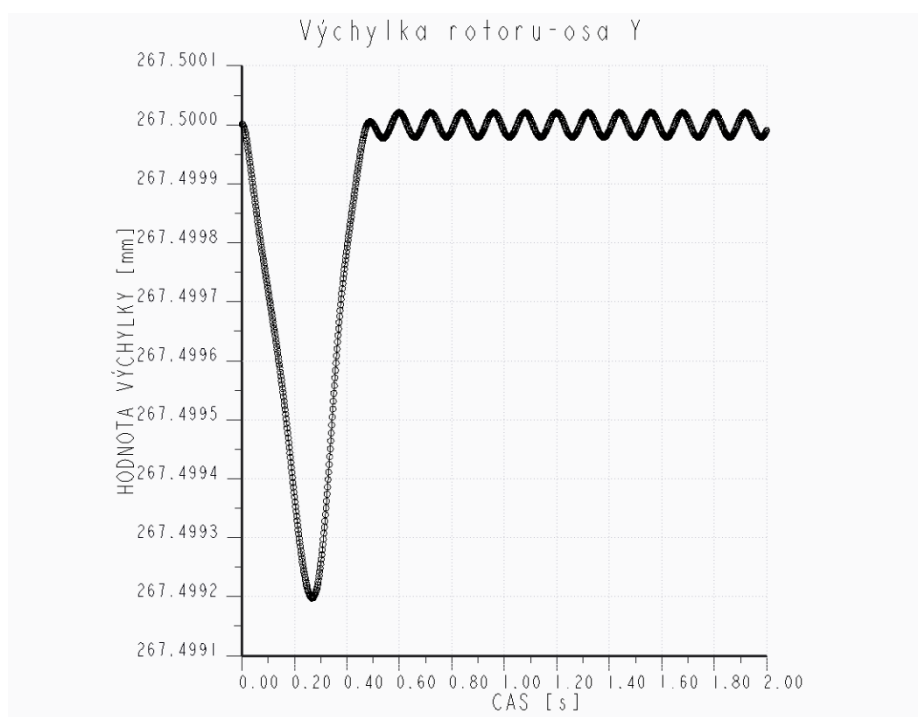


Graf 13: Graf hodnot amplitud pro 5000 ot/min.

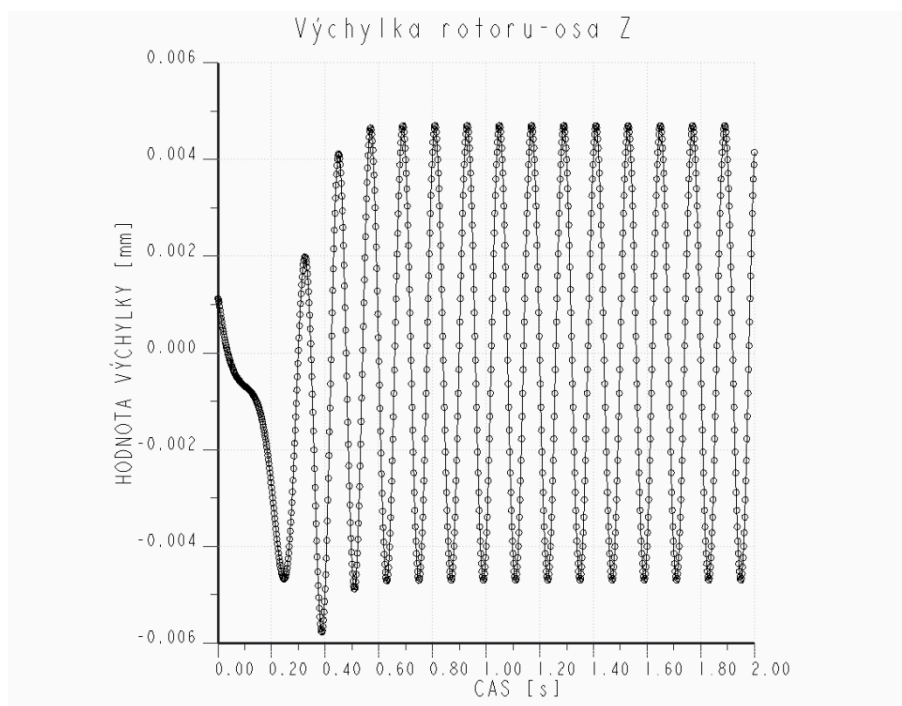
2) Tuhost: Axiální 100 [N/mm]
Radiální 50 [N/mm]



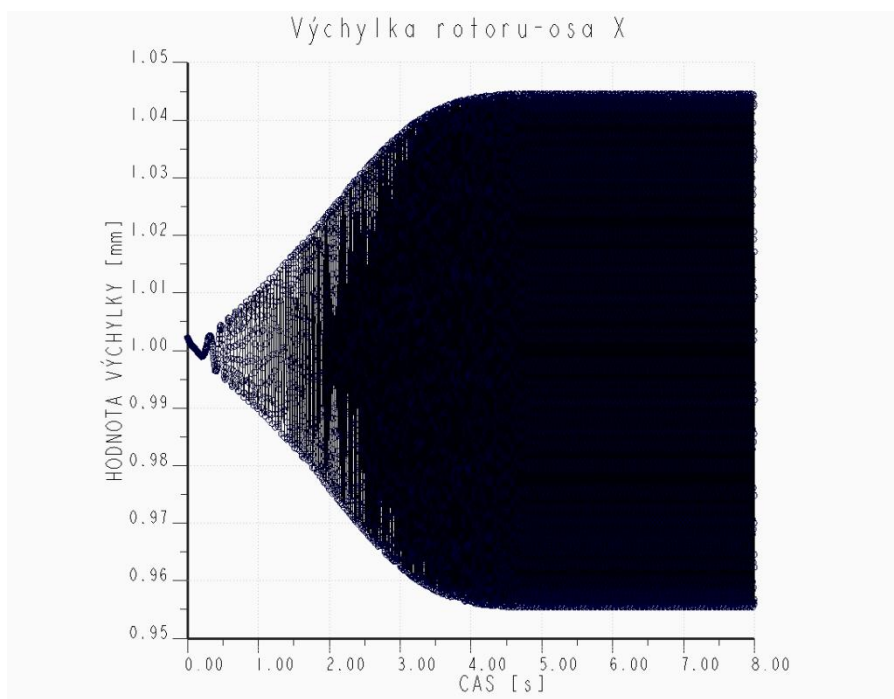
Graf 14: Graf hodnot amplitud pro 500 ot/min.



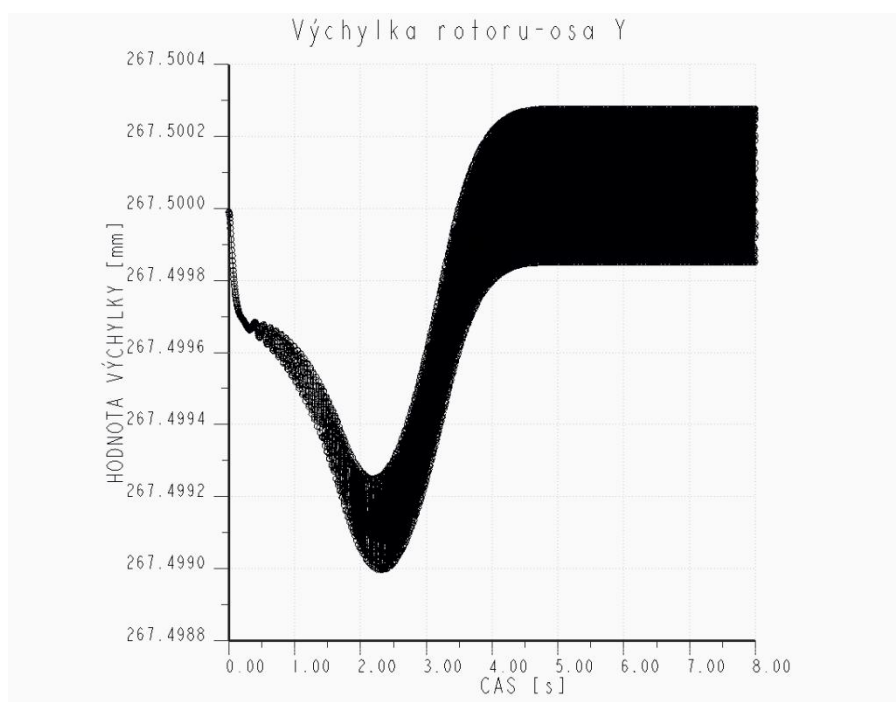
Graf 15: Graf hodnot amplitud pro 500 ot/min.



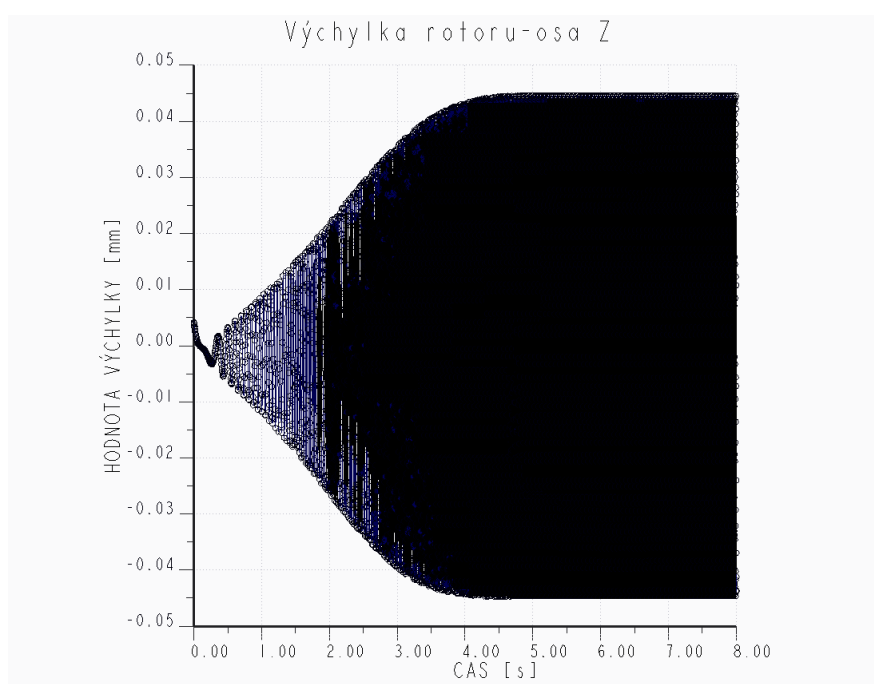
Graf 16: Graf hodnot amplitud pro 500 ot/min.



Graf 17: Graf hodnot amplitud pro 5000 ot/min.

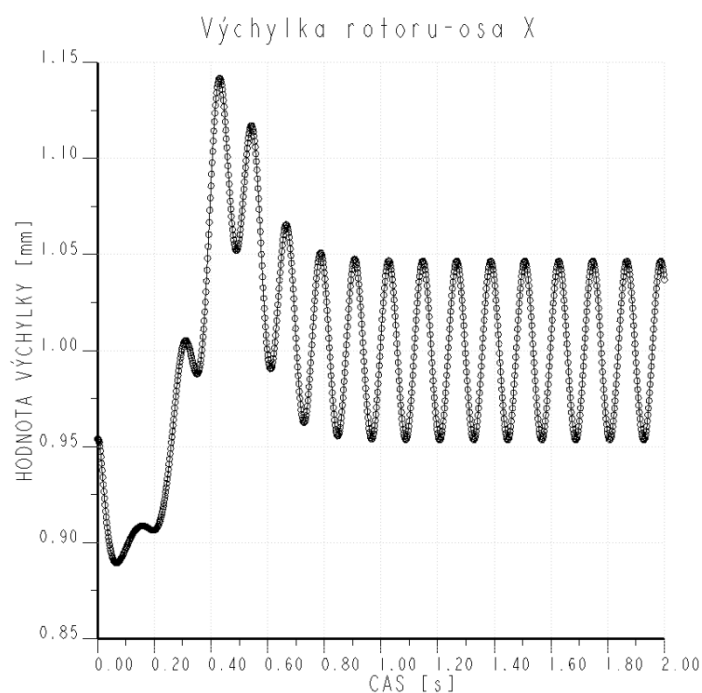


Graf 18: Graf hodnot amplitud pro 500 ot/min.

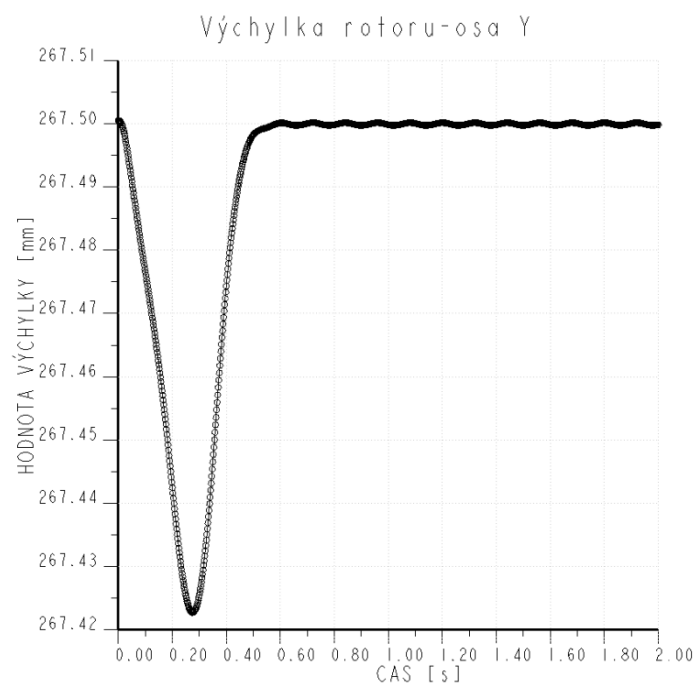


Graf 19: Graf hodnot amplitud pro 5000 ot/min.

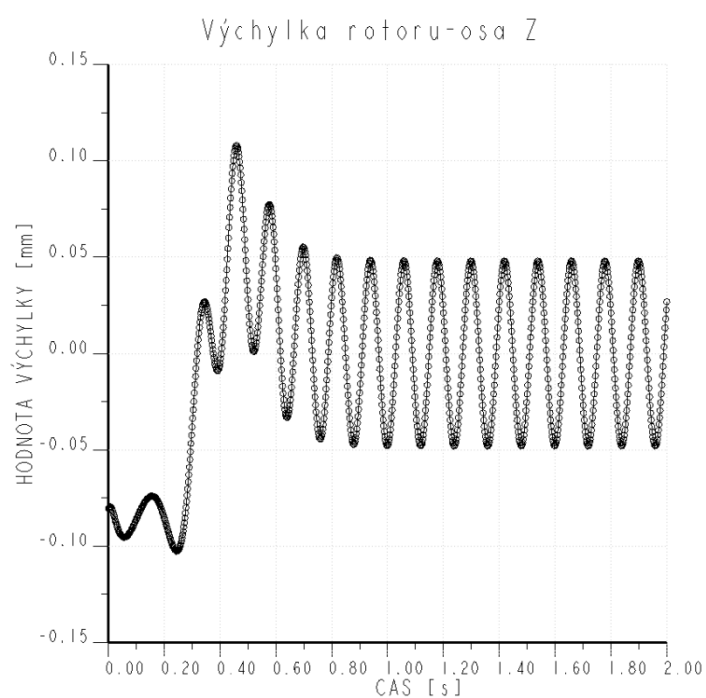
3) Tuhost: Axiální 10 [N/mm]
Radiální 5 [N/mm]



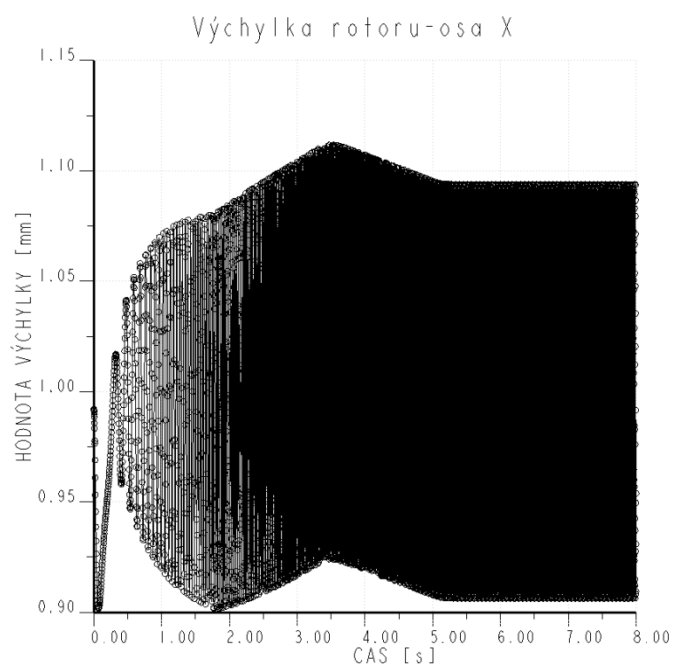
Graf 20: Graf hodnot amplitud pro 500 ot/min.



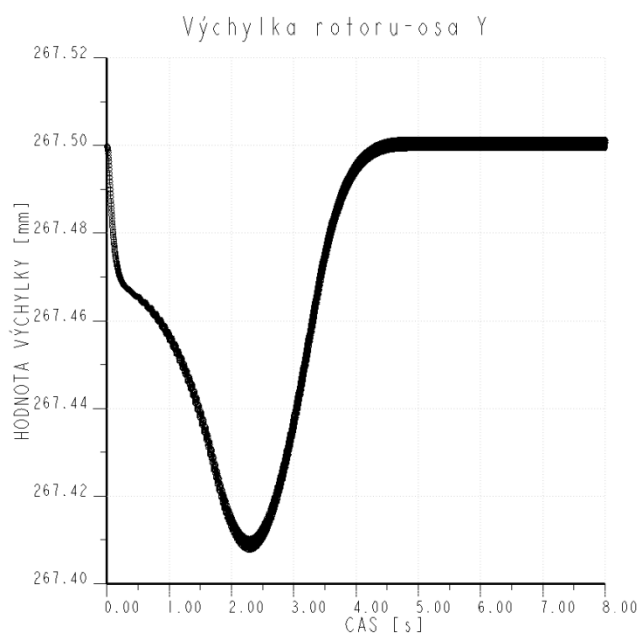
Graf 21: Graf hodnot amplitud pro 500 ot/min.



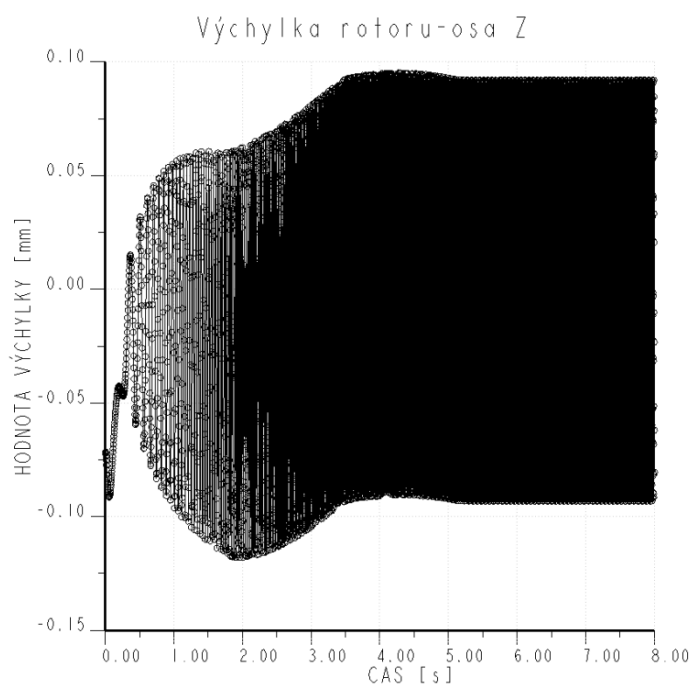
Graf 22: Graf hodnot amplitud pro 500 ot/min.



Graf 23: Graf hodnot amplitud pro 5000 ot/min.



Graf 24: Graf hodnot amplitud pro 5000 ot/min.



Graf 25: Graf hodnot amplitud pro 5000 ot/min.